



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI
DEBIT ALIRAN AIR DAN BEBAN
PENDINGINAN TERHADAP UNJUK KERJA
SISTEM *WATER CHILLER***

ARI MAULANA

NRP. 021111545000007

Dosen Pembimbing

ARY BACHTIAR KRISHNA PUTRA ST, MT, PhD.

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA 2018



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI DEBIT
ALIRAN AIR DAN BEBAN PENDINGINAN
TERHADAP UNJUK KERJA SISTEM WATER
CHILLER**

ARI MAULANA

NRP. 02111545000007

Dosen Pembimbing

ARY BACHTIAR KRISHNA PUTRA ST, MT, PhD.

JURUSAN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2018



FINAL PROJECT - TM141585

EXPERIMENTAL STUDY THE EFFECT OF WATER FLOWRATE AND COOLING LOAD VARIATION IN WATER CHILLER SYSTEM

ARI MAULANA

NRP. 02111545000007

Supervisor

ARY BACHTIAR KRISHNA PUTRA ST, MT, PhD.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

Faculty Of Industrial Technology

Sepuluh Nopember Institute Of Technology

Surabaya 2018

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI DEBIT
ALIRAN AIR DAN BEBAN PENDINGINAN
TERHADAP UNJUK KERJA SISTEM *WATER*
*CHILLER***

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ARI MAULANA

NRP. 02111545000007

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ary Bachtiar K P, ST, MT, Ph.D (Pembimbing)
NIP. 197105241997021001
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng, Ph.D (Penguji I)
NIP. 195310191979031005
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D (Penguji II)
NIP. 196412281990031005
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Penguji III)
NIP. 197301161997021005



SURABAYA

JULI, 2018

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI DEBIT ALIRAN AIR DAN BEBAN PENDINGINAN TERHADAP UNJUK KERJA SISTEM WATER CHILLER

Nama : Ari Maulana
NRP : 21151050007
Jurusan / Fakultas : Teknik Mesin / Fakultas Teknologi
Industri
Dosen Pembimbing : Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT,
Ph.D

Secara umum *Chiller* digunakan untuk pengkondisian udara seperti pada gedung-gedung perkantoran dan mall-mall yang memiliki beban kalor yang relative besar. *Chiller* adalah salah satu mesin refrigerasi yang berfungsi untuk mendinginkan air pada sisi evaporatornya. Sistem *water chiller* terdiri dari dua siklus yaitu siklus primer dan siklus sekunder. Pada siklus primer yang bertindak sebagai fluida kerja adalah refrigerant dan pada siklus sekunder yang bertindak sebagai fluida kerja adalah air. Air pada umumnya disirkulasikan ke mesin penukar kalor dengan pompa yang dapat diatur laju alirannya . Laju aliran air yang bersirkulasi dapat mempengaruhi proses penyerapan kalor pada bagian evaporator.

Pada penelitian kali ini, penulis melakukan eksperimen menggunakan *water chiller*, yang terdiri dari satu set *outdoor unit* AC split dan evaporator yang sudah dimodifikasi berbentuk spiral yang diletakan pada bak berisi air. Untuk beban pendinginan menggunakan alat pemanas yang juga diletakan pada bak berisi air yang disirkulasikan menggunakan pompa menuju bak evaporator. Pengujian dilakukan dengan memvariasikan debit aliran air yang bersirkulasi dari bak pemanas menuju bak pendinginan yang berisi evaporator untuk mengetahui pengaruh pada unjuk kerja sistem *water chiller*. Variabel yang divariasikan pada adalah debit aliran air sebesar 10 lpm, 8 lpm, dan 6 lpm dan beban pendinginan pada

40°C, 35°C, dan 30°C selama satu jam dengan interval pengambilan data tiap 5 menit.

Hasil dari penelitian menunjukkan pada variasi beban pendinginan, nilai COP tertinggi terjadi pada beban pendinginan *low* sebesar 3,806 pada debit aliran air 10 lpm. Kapasitas evaporator tertinggi terjadi pada beban pendinginan *high* sebesar 5,551 kW dengan debit aliran air 10 lpm. Penambahan beban pendinginan berpengaruh pada semakin besarnya kerja kompressor yang dibutuhkan. Perubahan debit aliran air menimbulkan pengaruh pada semakin besarnya kapasitas pada evaporator, dan berkurangnya kerja kompressor.

Kata kunci: *chiller*, debit aliran air, beban pendinginan, *coefficient of performance*

EXPERIMENTAL STUDY THE EFFECT OF WATER FLOWRATE AND COOLING LOAD VARIATION IN WATER CHILLER SYSTEM

Name : Ari Maulana
NRP : 21151050007
Department / Faculty : Teknik Mesin / Fakultas Teknologi Industri
Academic advisor : AryBachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D

In general chiller is used for air conditioning such as office building, Malls, which have high cooling load relatively. Chiller is one of refrigeration system which is used for decreasing the temperature of water on the side of evaporator. Water chiller system consist of two cycles that is premier and secondary. In the premier cycle the refrigerant is used as working fluid, meanwhile in secondary cycle the water is. Water commonly is circulated to heat exchanger by water pump which the water flowrate can be controlled

In this study, the experiment will be using water chiller, which consist of one unit *outdoor AC split* and modified helical-shaped evaporator placed in water tub. The cooling load uses heater placed at water tube which is circulated by pump to evaporator tub. The experiment is done by varying water flow rate which is circulated from heating tub to cooling tub that contain of evaporator. The variable variation is water flow rate at 10 lpm, 8 lpm, and 6 lpm, and the cooling load at 40°C, 35°C, and 30°C for an hour each variation with interval record each 5 minutes

The results of the research showed that in cooling load variation, the highest COP value occurred at low cooling load of

3,806 at 10 lpm water flow rate. The highest evaporator capacity occurs at high cooling load of 5,551 Kw with 10 lpm water flow rate. The addition of a cooling load affects the increasing amount of compressor work. Changes in flow rate have an effect of the larger evaporator capacity and the decrease of compressor work.

Keywords: *chiller, water flow rate, cooling load, coefficient of performance*

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, karena rahmat dan tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi syarat kelulusan pendidikan Sarjana Strata Satu di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga penulis, khususnya Suhadi dan Partini selaku orang tua serta Qodrianto Subekti dan Indra Ramadhan selaku kakak dan adik yang selalu memberi doa, motivasi dan bantuan
2. Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, PhD. selaku dosen pembimbing yang selalu memberi bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
3. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng, Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD dan Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran kepada penulis dalam Tugas Akhir ini.
4. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan ilmu-ilmu yang berguna.
5. Tim TA *Water Chiller* Ibnu Wardoyo dan Andi Pambudi yang selalu memberi dukungan.
6. Rekan-rekan “Mahasiswa 5 Semester” yang selalu menghibur dan memberi dukungan.
7. Sahabat dari Politkenik Negri Jakarta, Syiva Aziz N, Dea Rezka, Aji Rahman, dan Mahmud S yang selalu turut menemani penulis dikala *traveling* setiap libur semester.

8. Keluarga Lintas Jalur 2015 lainnya yang saling mengingatkan dan menyemangati sejak awal perkuliahan sampai sekarang.
9. Rekan-rekan “Guild Alternative” yang sangat menghibur penulis melewati masa-masa sulit.
10. Pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu-persatu oleh penulis.

Semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi pembaca sebagai referensi ilmiah maupun penambah wawasan mengenai ilmu refrigerasi. Penulis sangat terbuka terhadap kritik dan saran yang membangun demi peningkatan kualitas penelitian dan penulisan laporan selanjutnya.

Surabaya, 2018

Penulis

DAFTAR ISI

Lembar Pengesahan	i
Abstrak.....	iii
Abstract.....	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	3
1.3. Tujuan Penelitian.....	3
1.4. Batasan Masalah.....	3
1.5. Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI.....	7
2.1. Refrigeran	7
2.1.1. Siklus Kompresi Uap	7
2.1.2. Siklus Kompresi Uap Aktual.....	11
2.1.3. Keseimbangan Energi Siklus Refrigerasi	12
2.1.4. Komponen Utama Sistem Refirigerasi	13
2.2. <i>Chiller</i>	18
2.3. Landasan Teori Perhitungan.....	20
2.4. Penelitian Terdahulu.....	23
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	27
3.1. Langkah Langkah Penelitian	27
3.2. <i>Flowchart</i> Pengujian	29
3.3. Skema dan Komponen Peralatan.....	30
3.3.1. Skema Peralatan	30
3.3.2. Komponen dan Spesifikasi Peralatan.....	31
3.4. Langkah Pengujian	36
3.4.1. Langkah Persiapan.....	37
3.4.2. Langkah Pengujian.....	37

3.4. Analisa data.....	38
BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISIS DATA.....	41
4.1. Data Hasil Percobaan.....	41
4.2. Perhitungan Data	39
4.2.1. Konversi Tekanan.....	41
4.2.2. Mencari Properti Refrigeran	42
4.2.3. Laju Aliran Massa Refrigeran.....	43
4.2.4. Daya <i>Input Compressor</i>	44
4.2.5. Perhitungan Kerja Nyata Kompresor.....	44
4.2.6. Perhitungan Kerja Isentropis Kompresor	45
4.2.7. Perhitungan Efisiensi Kompresi Kompresor.....	45
4.2.8. Perhitungan Kapasitas Evaporator.....	46
4.2.9. Perhitungan Kapasitas Kondenser	46
4.2.10. Perhitungan Kapasitas Air	46
4.2.11. <i>HRR (Heat Rejection Ratio)</i>	47
4.2.12. <i>COP (Coefficient of Performance)</i>	47
4.3. Analisa Grafik.....	48
4.3.5. Analisa Grafik Kapasitas Evaporator Sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	49
4.3.5. Analisa Grafik Kapasitas Kondensor Sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	51
4.3.5. Analisa Grafik Kerja Kompresor Sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	52
4.3.5. Analisa Grafik Efisiensi Isentropis Kompresor Sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	54
4.3.5. Grafik COP Sebagai Fungsi Beban Evaporator	55
4.3.5. Grafik HRR Sebagai Fungsi Beban Evaporator	57
4.3.5. Analisa Grafik Kapasitas Air Sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	59
4.4.1 Analisa P-h Diagram Sebagai Fungsi Beban Evaporator <i>Low</i>	60
4.4.1 Analisa P-h Diagram Sebagai Fungsi Beban Evaporator <i>Medium</i>	60
4.4.3 Analisa P-h Diagram Sebagai Fungsi Beban Evaporator <i>High</i>	61

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	64
5.1. Kesimpulan.....	64
5.2. Saran.....	65
DAFTAR PUSTAKA	66
LAMPIRAN.....	xvii
BIODATA PENULIS.....	xxxvi

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Sistem Kompresi Uap Standar	8
Gambar 2.2 p-h diagram Kompresi Uap Standar.....	8
Gambar 2.3 Sistem pada kompresor	9
Gambar 2.4 Sistem pada kondensor	10
Gambar 2.5 Sistem pada kompresor	11
Gambar 2.6 p-h diagram Kompresi Uap Standar aktual.....	11
Gambar 2.7 Keseimbangan energi untuk sistem refrigerasi	12
Gambar 2.8 Kompresor Tipe Hermetik.....	14
Gambar 2.9 Evaporator	15
Gambar 2.10 <i>Air Cooled Condensor</i>	16
Gambar 2.11 Komponen TXV	17
Gambar 2.12 Sistem <i>Air Cooled Chiller</i>	19
Gambar 2.13 Sistem <i>Water Cooled Chiller</i>	20
Gambar 2.14 Grafik Hubungan Antara NTU, Q_{max} dan Laju Aliran Volume	24
Gambar 2.15 Grafik Hubungan Daya Lampu terhadap COP Mesin Pendingin.....	24
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	29
Gambar 3.2 Skema Sistem <i>Water Chiller</i>	30
Gambar 4.1 Grafik Kapasitas Evaporator sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	49
Gambar 4.2 Grafik Kapasitas Kondensor sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	51
Gambar 4.3 Grafik Kerja Kompresor sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	52
Gambar 4.4 Grafik Efisiensi Entropi sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	54
Gambar 4.5 Grafik COP sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	55

Gambar 4.6 Grafik HRR sebagai Fungsi Beban Evaporator	57
Gambar 4.7 Grafik Kapasitas Air sebagai Fungsi Beban Evaporator.....	59
Gambar 4.8 Gambar p-h diagram sebagai Fungsi Beban Evaporator <i>Low</i>	60
Gambar 4.9 Gambar p-h diagram sebagai Fungsi Beban Evaporator <i>Medium</i>	60
Gambar 4.10 Gambar p-h diagram sebagai Fungsi Beban Evaporator <i>High</i>	61

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Spesifikasi alat Pengujian	31
Tabel 3.2 Spesifikasi Alat Ukur	35
Tabel 3.3 Analisis Data	38
Tabel 4.1 Parameter Analisis yang digunakan sebagai contoh perhitungan	41

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada saat ini perkembangan teknologi semakin pesat bagi kehidupan manusia. Kemajuan teknologi juga mempengaruhi kebutuhan manusia yang ditandai dengan meningkatnya kualitas hidup, salah satunya adalah kebutuhan akan udara segar bagi kenyamanan untuk beraktifitas. Pengkondisian udara merupakan salah satu solusi kebutuhan manusia untuk kenyamanan dalam beraktifitas sehari-hari. Dengan pengkondisian udara yang baik tidak hanya akan mempengaruhi kehidupan manusia saja namun juga dapat berpengaruh kinerja mesin maupun lingkungan.

Pengkondisian udara atau bisa disebut sistem refrigerasi merupakan proses penyerapan panas dari tempat yang bertemperatur tinggi dan memindahkan panas tersebut ke tempat yang bertemperatur lebih rendah sehingga dapat tercapai suatu temperatur yang diinginkan. Dewasa ini, pemanfaatan sistem refrigerasi dapat dinikmati hampir dalam semua aspek kehidupan. Sebagai contoh, pemanfaatan efek refrigerasi pada bangunan bangunan besar seperti *mall* atau gedung perkantoran yang membutuhkan kenyamanan bagi manusia yang beraktifitas di dalamnya. Dalam beberapa bidang industri seperti perikanan, peternakan, perminyakan, makanan, dan pengolahan bahan kimia dibutuhkan temperatur ruangan yang relatif rendah, sehingga dibutuhkan suatu sistem yang dapat mengkondisikan ruangan tersebut.

Pada sistem refrigerasi dibutuhkan media yang digunakan untuk memindahkan atau melepaskan panas dari temperatur yang tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Media perantara ini dikenal dengan nama refrigeran. Adapun sebab mengapa gas

refrigeran dipilih sebagai bahan yang disirkulasikan, yaitu karena bahan ini mudah berubah fasa dari cair (*liquid*) menjadi uap (*vapour*) selama proses penyerapan panas dan mengkondensasi menjadi cair ketika melepaskan panas.

Seiring dengan kemajuan teknologi sistem refrigerasi juga terus mengalami perkembangan, salah satunya adalah *water chiller*. *Water chiller* adalah salah satu mesin refrigerasi yang terdiri dari dua siklus yaitu siklus primer dan siklus sekunder. Pada siklus primer yang bertindak sebagai fluida kerja adalah refrigeran dan pada siklus sekunder yang bertindak sebagai fluida kerja adalah air. Jenis sistem *water chiller* pada umumnya dapat terbagi dua berdasarkan media pendinginan bagian kondensor, yaitu *air cooled chiller* dan *water cooled chiller*. Perbedaan mendasar dari kedua jenis sistem tersebut berdasarkan beban pendinginan yang diberikan. Untuk beban pendinginan yang relatif besar menggunakan *water cooled chiller* dan *air cooled chiller* untuk beban pendinginan yang rendah.

Water Chiller adalah salah satu mesin refrigerasi yang berfungsi untuk mendinginkan air pada sisi evaporatornya. Air pada bersuhu rendah pada sisi sekunder nantinya akan disirkulasikan ke mesin penukar kalor dengan pompa yang dapat diatur laju alirannya. Pada umumnya *water chiller* digunakan untuk pengkondisian udara seperti pada gedung-gedung perkantoran dan mall-mall yang memiliki beban kalor yang relatif besar sehingga diperlukan peralatan yang lebih banyak dari sistem refrigerasi secara umum. Komponen sistem *water chiller* selain pada bagian sistem refrigerasi, pada umumnya terdapat pompa yang digunakan untuk mensirkulasikan air yang telah melalui proses pendinginan pada sisi evaporatornya.

Selama ini sistem *water chiller* yang digunakan pada aplikasinya masih banyak memiliki kekurangan dan *overdesign* sehingga mempengaruhi unjuk kerja atau *coefficient of performance* sistem tersebut. Salah faktornya adalah pengaturan laju volume air pendingin yang bersirkulasi dapat mempengaruhi proses pendinginan, karena air pendingin inilah yang nantinya

akan mengambil panas ruangan. Dengan laju aliran yang tinggi mungkin akan didapat pendinginan ruangan yang cepat, tetapi penyerapan panas ruangan tidak maksimal, karena kecepatan tinggi akan mempengaruhi fluida pendingin untuk mengambil panas ruang. Untuk itu dapat dilakukan penelitian untuk mencari debit aliran yang sesuai. Selain itu, beban pendinginan yang tidak sesuai juga dapat menyebabkan kinerja sistem *water chiller* menjadi menurun sehingga perlu estimasi *range* beban pendinginan yang sesuai dalam pengoperasi sehingga didapatkan kinerja sistem yang baik. Kinerja dari sistem *water chiller* dapat dilihat berdasarkan *coefficient of performance* dari sistem primer atau sistem refrigerasinya.

Untuk mendapatkan hasil kinerja *water chiller* yang sesuai telah dilakukan beberapa penelitian yang berhubungan dengan variasi debit aliran. Senoadi, 2015 telah melakukan eksperimen dengan memvariasikan laju aliran pada sistem *water chiller* yang disirkulasikan ke mesin penukar panas *Fan Coil Unit* (FCU). Pada penelitian tersebut diketahui semakin besar debit aliran maka akan semakin baik nilai perpindahan panasnya pada mesin penukar kalor. Dalam penelitian kali ini AC *split* dimodifikasi evaporatornya menjadi *water chiller* dengan memvariasikan debit aliran air yang bersirkulasi pada sistem sekunder. Penelitian juga dilakukan oleh Khanif, 2016 tentang variasi beban pada mesin pendingin. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan beban pendinginan pada sebuah ruangan yang telah dipasang mesin pendingin. Hasil yang didapatkan adalah semakin bertambahnya beban pendinginan maka nilai *Coefficient of performance* akan semakin besar.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dalam penyusunan tugas akhir ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh variasi debit aliran terhadap unjuk kerja (*coefficient of performance*, COP) pada sistem *water chiller*.

2. Bagaimana pengaruh variasi beban panas terhadap unjuk kerja (*coefficient of performance, COP*) pada sistem *water chiller*.

1.3 Tujuan Penelitian

1. Mengetahui pengaruh variasi debit aliran terhadap unjuk kerja (*coefficient of performance, COP*) pada sistem *water chiller*.
2. Mengetahui pengaruh variasi beban terhadap unjuk kerja (*coefficient of performance, COP*) pada sistem *water chiller*.

1.4 Batasan Masalah

Ruang lingkup penilitan ini ditentukan oleh batasan-batasan sebagai berikut:

1. *Steady* dan *incompressible flow*.
2. Sistem *water chiller* menggunakan kondensor AC *split outdoor unit*.
3. Design rangka evaporator adalah spiral.
4. Refrigeran yang disirkulasikan dalam sistem adalah *R-22*.
5. Kompresor yang digunakan adalah jenis *scroll* 1 fasa dengan frekuensi 50 Hz, dengan konsumsi daya sebesar 2 PK (1.47Kw)
6. Perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan.
7. *Pressure drop* pada evaporator dan kondensor diabaikan karena nilainya terlalu kecil.
8. Alat ekspansi yang digunakan adalah *Thermostatic Expansion Valve (TXV)*.
9. Semua alat ukur yang digunakan dianggap telah dikalibrasi dengan baik.

1.5 Sistematika Penulisan

Berikut adalah sistematika penulisan yang digunakan:

1. BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisikan tentang latar belakang yang melandasi penelitian, perumusan masalah, tujuan penulisan, batasan masalah dan sistematika penulisan.

2. BAB II DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan teori-teori yang mendasai penelitian yang meliputi: dasar teori sistem refrigerasi, sistem water chiller, komponen sistem refrigerasi dan rumus perhitungan untuk analisa. Dasar teori dikutip dari beberapa buku dan jurnal lain yang mendukung dalam penulisan ini

3. BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Bab ini berisikan tentang spesifikasi alat pengujian yang digunakan, skema alat, metode pengambilan data, serta analisa data yang akan digunakan.

4. BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

Bagian ini berisikan data-data hasil eksperimen, contoh perhitungan, hasil eksperimen yang ditampilkan dalam bentuk grafik dan analisa hasil eksperimen.

5. BAB V PENUTUP

Bab ini berisi kesimpulan yang diambil dari hasil percobaan dan beberapa saran yang diberikan untuk perbaikan pada penelitian yang akan datang.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

DASAR TEORI

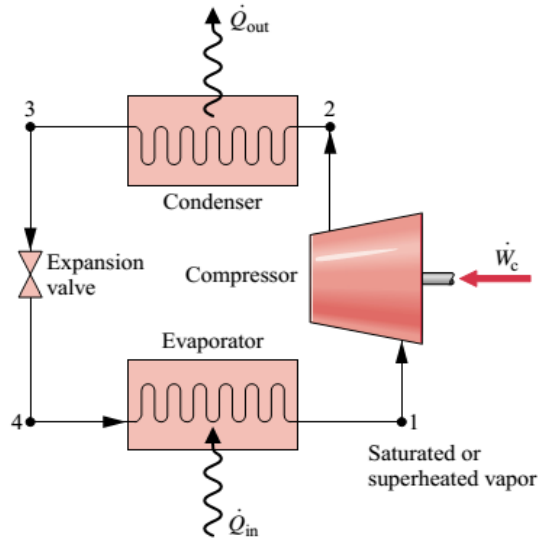
2.1 Sistem Refrigerasi

Refrigerasi adalah proses pendinginan dimana pada praktiknya perpindahan panas terjadi dari temperatur yang rendah ke temperatur yang lebih tinggi. Aplikasi sistem refrigerasi dapat ditemui dalam kehidupan sehari-hari, contohnya proses pengkondisian udara menggunakan *water chiller*. Sistem refrigerasi yang terdapat pada *water chiller* dijalankan oleh sejumlah komponen dalam siklus kompresi uap (*vapor compression cycle*).

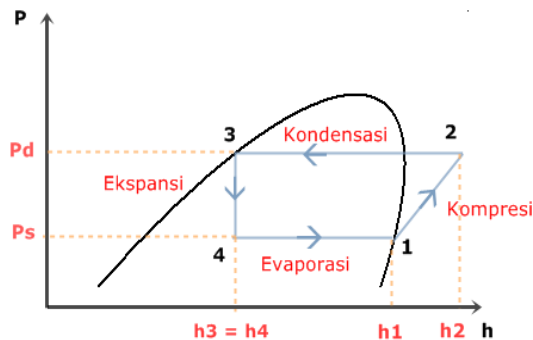
2.1.1 Siklus Kompresi Uap

Siklus kompresi uap adalah sistem dimana fluida kerja mengalami proses penguapan dan pengembunan, serta proses kompresi dan ekspansi secara terus-menerus. Sistem pendinginan udara merupakan sistem yang memanfaatkan siklus kompresi uap standar. Fluida kerja yang biasanya digunakan untuk memindahkan panas dalam siklus refrigerasi adalah refrigeran. Refrigeran menyerap kalor dengan proses evaporasi dan membuang kalor ke ruangan lain dengan proses kondensasi. Pada sistem ini terdapat dua alat penukar panas. Pada gambar 2.1 alat penukar panas pertama adalah evaporator yang berfungsi menyerap panas dari ruangan dan memindahkannya ke fluida kerja (refrigeran). Alat penukar panas yang kedua adalah kondensor yang berfungsi untuk memindahkan panas yang diterima oleh fluida kerja ke udara luar. Siklus kompresi uap standar yang diaplikasikan pada sistem pendinginan udara standar terdiri dari empat komponen utama, komponen-komponen tersebut bekerja secara bersama-sama membentuk suatu proses yang berulang (siklus) dengan refrigeran sebagai media yang digerakkan. Siklus kompresi uap standar dan p-h diagram proses

pada sistem pendinginan udara standar bisa digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.1 Sistem Kompresi Uap Standar

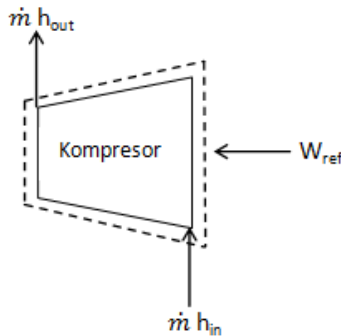


Gambar 2.2 p-h Diagram Kompresi Uap Standar

Proses-proses yang membentuk daur kompresi uap standar adalah sebagai berikut:

Proses 1-2:

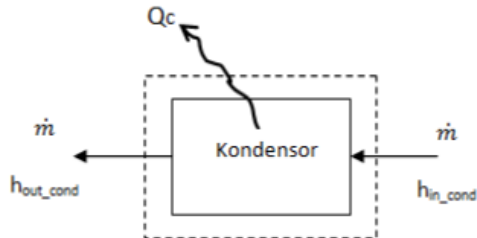
Refrigeran berfasa uap-jenuh dikompresikan oleh kompresor hingga menjadi uap bertekanan tinggi dan berubah fasa menjadi *superheated*. Hal tersebut diikuti dengan kenaikan temperatur pada refrigeran dan proses ini terjadi secara isentropik adiabatik (entropi konstan).



Gambar 2.3 Sistem pada kompresor

Proses 2-3:

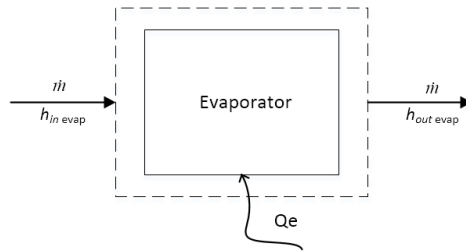
Uap referigeran dalam kondisi fasa *superheated* tersebut akan masuk melewati kondensor dan mengalami pendinginan yang mengakibatkan terjadinya perubahan fasa pada referigeran menjadi fasa cair-jenuh. Proses pendinginan tersebut terjadi secara isobarik (tekanan konstan). Proses pendinginan terjadi karena adanya pertukaran panas dari dalam kondensor dengan udara luar atau air pendingin.



Gambar 2.4 Sistem Pada Kondensor

Proses 3-4: Refrigeran berfasa cair-jenuh tersebut masuk ke dalam katup ekspansi. Ekspansi terjadi melalui *throttle* secara isoenthalpi (entalpi konstan). Ekspansi mengakibatkan penurunan tekanan juga temperatur dan membuat refrigeran berubah fasa menjadi campuran uap-cair.

Proses 4-1: Refrigeran yang telah diturunkan tekanan dan temperaturnya di alat ekspansi akan mengalir ke evaporator. Di evaporator refrigeran akan menyerap kalor dari tempat atau produk yang akan didinginkan, maka fasa refrigeran akan berubah menjadi uap dan idealnya seluruh refrigeran akan berubah fasa dari cair ke uap hingga menjadi uap jenuh. Proses inilah yang dinamakan proses evaporasi. Seperti halnya proses kondensasi, maka proses ini pun berlangsung pada tekanan dan temperatur yang konstan (*isobar*).

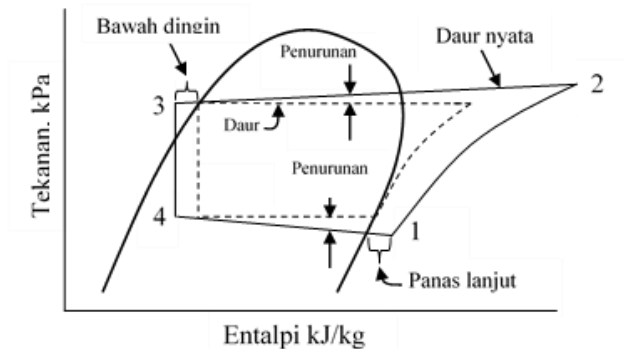


Gambar 2.5 Sistem Pada Evaporator

Refrigeran berfase uap jenuh tersebut kemudian dihisap oleh kompresor dan begitu seterusnya hingga terjadi keseimbangan termal.

2.1.2 Sistem Kompresi Uap Aktual

Perbedaan pada sistem kompresi uap aktual dibanding sistem standar terletak pada penurunan tekanan dalam kondensor dan evaporator, dalam fase subcooled, refrigeran yang meninggalkan kondensor dan dalam fase superheated meninggalkan evaporator.



Gambar 2.6 P-h diagram Sistem Kompresi Uap Aktual

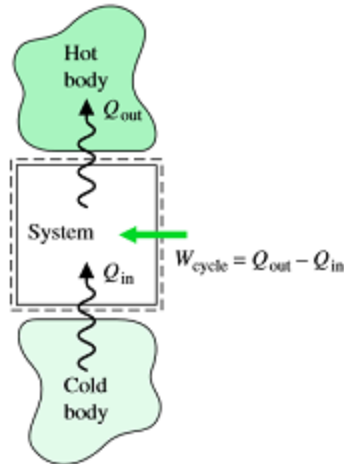
Dari gambar 2.6 dapat dilihat bahwa siklus standar tidak mengalami penurunan tekanan pada kondensor dan evaporator,

sedangkan pada siklus aktual terjadi penurunan tekanan yang disebabkan oleh adanya friksi. Oleh karena itu penurunan tekanan tersebut menyebabkan proses kompresi yang terjadi antara titik 1-2 membutuhkan kerja yang lebih jika dibandingkan dengan siklus standar. Maka siklus kompresi uap aktual mengalami penurunan efisiensi dibandingkan dengan siklus uap standar.

2.1.3 Kestimbangan Energi Siklus Refrigerasi

Berdasarkan prinsip kekekalan energi dan Hukum II Termodinamika, kestimbangan energi sistem yang mengalami siklus termodinamika dinyatakan sebagai berikut;

$$\Delta E_{\text{cycle}} = Q_{\text{cycle}} - W_{\text{cycle}}$$



Gambar 2.7 Kestimbangan energi untuk siklus refrigerasi

Q_{cycle} dan W_{cycle} adalah jumlah energi netto yang ditransfer melalui perpindahan panas dan kerja. Sistem yang telah melalui satu rangkaian siklus akan kembali ke tingkat keadaan semula sehingga tidak ada perubahan energi netto. Sehingga berlaku;

$$W_{\text{cycle}} = Q_{\text{cycle}} \dots \dots \dots (2.1)$$

Pada Gambar 2.4 menyatakan kesetimbangan energi untuk siklus refrigerasi. Q_{in} adalah energi kalor masuk ke dalam sistem yang berasal dari *cold body*, sedangkan Q_{out} adalah energi kalor keluar dari sistem yang dipindahkan menuju *hot body*. Proses perpindahan energi tersebut membutuhkan kerja sebesar W_{cycle} . Oleh karena itu, kesetimbangan energi siklus refrigerasi dapat ditulis menjadi

$$\dot{W}_{cycle} = \dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{in} \dots\dots\dots(2.2)$$

$$\dot{W}_c = \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap} \dots\dots\dots(2.3)$$

2.1.4 Komponen Utama Sistem Refrigerasi

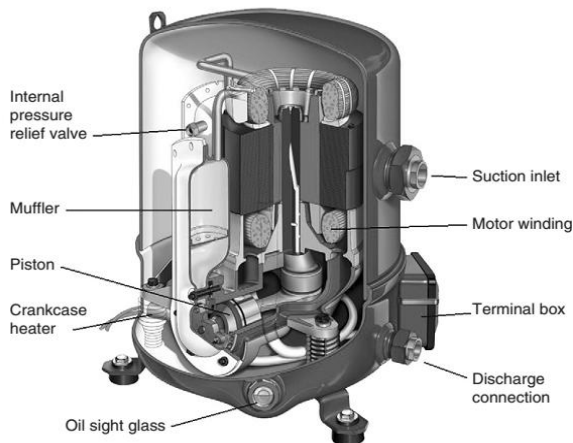
A. Kompresor

Kompresor merupakan komponen utama dalam sistem refrigerasi kompresi uap. Fungsi kompresor adalah menghisap gas bertekanan rendah dari evaporator untuk dikompresi menjadi tekanan tinggi dan mendorong menuju kondensor. Jenis kompresor terbagi menjadi dua berdasarkan prinsip kerjanya yaitu *positive displacement* dan *dynamic*. Pada penelitian kali ini penulis menggunakan kompresor hermetik

Kompresor Hermetik (*Hermetic compressor*)

Kompresor hermetik merupakan pengembangan dari memiliki potensi kebocoran yang lebih kecil karena motor dan kompresor terletak dalam satu *housing* yang dilas. Sambungan yang terdapat pada *housing* kompresor hanya *fitting* katup *suction* dan *discharge* serta terminal listrik. Pada tipe ini, motor diisolasi secara elektrik sehingga dapat tetap beroperasi meskipun bercampur dengan refrigeran. Selain itu, rancangan kompresor hermetik umumnya memanfaatkan refrigeran fase gas dari katup *suction* untuk mendinginkan kumparan motor sebelum mengalami kompresi dan keluar melalui katup *discharge*. Hal ini menyebabkan kompresor hermetik memiliki

ukuran lebih kecil dan harga lebih murah sehingga banyak digunakan sebagai kompresor kulkas dan AC. Walaupun demikian, tingkat kelembaban yang tinggi di dalam kompresor dapat merusak motor, karena itu kompresor perlu dibersihkan (*purging*) sebelum diisi pelumas dan refrigeran.



Gambar 2.8 Kompresor Tipe Hermetik (Hundy G.H p.49)

B. Evaporator

Pada penelitian kali ini penulis menggunakan evaporator berbentuk spiral seperti pada gambar 2.9. Evaporator adalah sebuah alat yang mengubah sebagian atau keseluruhan sebuah pelarut dari sebuah larutan dari bentuk cair menjadi uap. Evaporator mempunyai dua prinsip dasar, untuk menukar panas dan untuk memisahkan uap yang terbentuk dari cairan. Evaporator umumnya terdiri dari tiga bagian, yaitu penukar panas, bagian evaporsi (tempat di mana cairan mendidih lalu menguap), dan pemisah untuk memisahkan uap dari cairan lalu dimasukkan

ke dalam kondenser (untuk diembunkan atau kondensasi) atau ke peralatan lainnya.



Gambar 2.9 Evaporator

Evaporator berfungsi sebagai alat pertukaran panas dari lingkungan. Perpindahan kalor tersebut terjadi saat refrigeran yang mengalir pada evaporator yang memiliki temperatur yang lebih rendah dari temperatur lingkungan, sehingga panas dari lingkungan akan berpindah ke refrigeran yang memiliki temperatur yang lebih rendah. perpindahan kalor dari lingkungan ke refrigeran membuat entalpi refrigeran meningkat dan refrigeran berubah fasa dari campuran uap-cair menjadi uap jenuh.

C. Kondensor

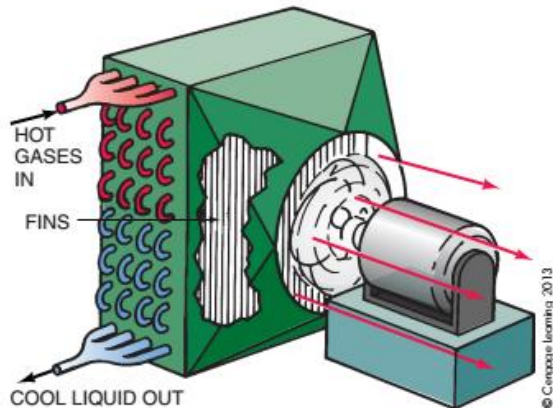
Pada Kondensor berfungsi untuk menkondensasikan uap refrigeran yang mengalir dari kompresor. Dalam kondesor, refrigeran yang masuk dalam fasa *superheated* berubah menjadi berfasa cair-jenuh pada tekanan konstan. Dalam proses kondensasi terjadi pelepasan kalor dari dalam sistem menuju lingkungan. Terdapat beberapa jenis kondensor yang diklasifikasikan berdasarkan media pendinginann, serti *water cooled condensor*,

air cooled condensor, dan *evaporative condensor*. Dalam penelitian kali ini jenis kondensor yang digunakan adalah tipe *Air Cooled Condensor*.

Air Cooled Condenser

Air-cooled condenser adalah kondensor dengan media pendingin udara, pembuangan kalor pada kondensor dilakukan langsung ke udara lingkungan. *Air cooled condensor* pada umumnya digunakan untuk beban pendinginan yang relatif kecil. Jenis *air cooled condenser* in banyak digunakan untuk sistem pendingin AC untuk beban pendinginan yang relatif kecil.

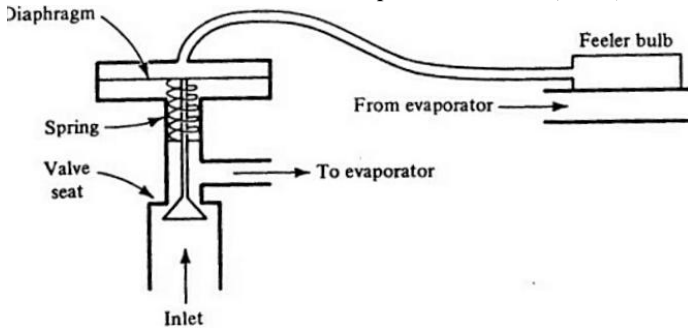
Pada gambar 2.10 dapat dilihat sistem *air cooled condensor*, proses diawali dengan fluida kerja berfasa gas dengan tempatur yang tinggi dialirkan pada rangkaian *tube* dan keluar dalam fasa cair dengan temprature rendah. Media pendinginan dengan menggunakan fan yang untuk mempercepat perpindahan panas pada *tube* yang dialiri oleh refrigeran.



Gambar 2.10 *Air-Cooled Condenser*. (Miller, Rex , 2006 .p.194)

D. Alat Ekspansi

Alat ekspansi berfungsi untuk mengatur tekanan aliran refrigeran dari *high pressure* menjadi *low pressure*. Alat ekspansi dapat diklasifikasikan berdasarkan cara mengontrol aliran refrigeran. Pada penelitian kali ini alat ekspansi yang digunakan adalah *Thermostatic Expansion Valve (TXV)*.



Gambar 2.11 Komponen *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* (Refrigerasi dan Pengkondisian Udara– Stoecker and Jones)

Thermostatic Expansion Valve (TXV) adalah alat ekspansi yang paling sering digunakan dalam sistem refrigerasi kapasitas menengah. Karena efisiensinya tinggi dan mudah diadaptasikan dengan berbagai aplikasi refrigerasi. TXV juga tidak dikendalikan oleh temperatur di dalam evaporator, TXV pengaturannya berbasis pada suhu *superheated vapour* di bagian keluaran evaporator yang selalu konstan untuk memastikan refrigerant yang dihisap kompresor selalu dalam fasa gas.

Prinsip kerja TXV adalah jika beban bertambah, maka cairan refrigeran di evaporator akan lebih banyak menguap, sehingga besarnya suhu *superheated* di evaporator akan meningkat. Pada gambar 2.11 dibagian akhir evaporator diletakkan tabung sensor suhu (*feeler bulb*) dari TXV berfungsi untuk mendeteksi besarnya suhu *superheat*. Peningkatan suhu dari evaporator akan menyebabkan uap atau cairan yang terdapat di tabung sensor suhu tersebut akan menguap (terjadi pemuain) sehingga tekanannya

meningkat. Peningkatan tekanan tersebut akan menekan diafragma ke bawah dan membuka katup lebih lebar. Hal ini menyebabkan cairan refrigeran yang berasal dari kondensor akan lebih banyak masuk ke evaporator. Akibatnya suhu panas lanjut di evaporator kembali pada keadaan normal, dengan kata lain suhu panas lanjut di evaporator di jaga tetap konstan pada segala keadaan beban.

2.2 Chiller

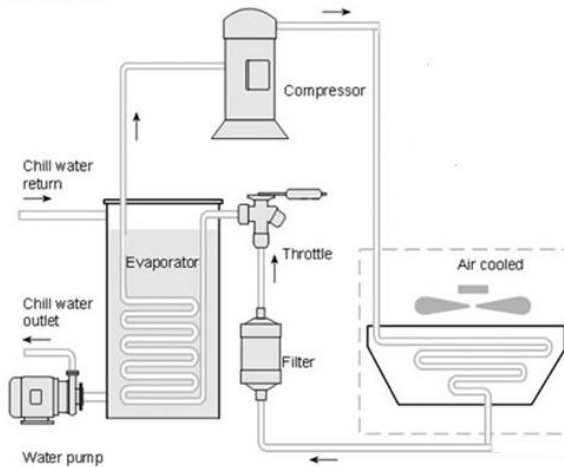
Chiller adalah mesin refrigerasi yang berfungsi untuk mendinginkan air pada sisi evaporatornya. Sistem *water chiller* terdiri dari dua siklus yaitu siklus primer dan siklus sekunder. Pada siklus primer yang bertindak sebagai fluida kerja adalah refrigeran dan pada siklus sekunder yang bertindak sebagai fluida kerja adalah air. Secara umum komponen *chiller* sama seperti sistem refrigerasi pada umumnya seperti, evaporator, kondensor, kompresor, dan alat ekaspansi. Perbedaanya adalah pada *chiller* beban pendinginan diterima oleh air yang disirkulasikan pada alat penukar panas, kemudian disirkulasikan menggunakan pompa menuju bagian evaporator untuk didinginkan. Air yang telah didinginkan nantinya akan disirkulasikan kembali menuju alat penukar panas atau *heat exchanger*.

Beberapa jenis *water chiller* berdasarkan media pendingin kondensornya terdiri dari *water cooled chiller* dan *air cooled chiller*. Pada penelitian kali ini jenis pendinginan kondensor yang digunakan adalah dengan menggunakan udara atau *air cooled chiller*.

a. *Air cooled chiller*

Pada sistem *air cooled chiller* seperti pada gambar 2.12, proses diawali dengan evaporator menyerap beban panas yang diterima oleh air yang sebelumnya disirkulasikan pada *heat exchanger*, kemudian didinginkan pada kondensor dengan menggunakan bantuan kipas hisap atau *induced draft fan*. Sistem pendinginan pada *air cooled*

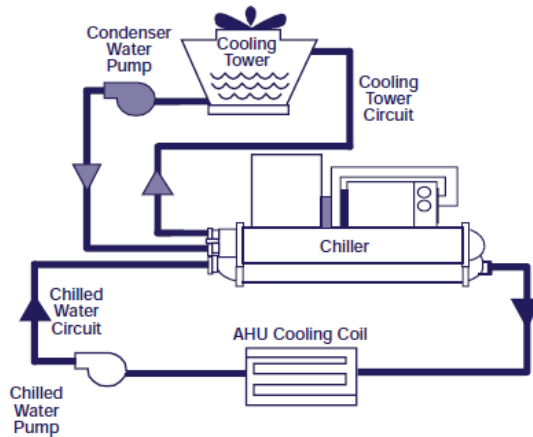
chiller pada umumnya hanya untuk beban pendinginan rendah.



Gambar 2.12 Sistem *Air Cooled Chiller*

b. *Water cooled chiller*

Sistem *water cooled chiller* menggunakan media air untuk mendinginkan bagian kondensornya.. Pada sistem *water cooled chiller* digunakan untuk pendinginan beban besar namun pembuatannya perlu membutuhkan biaya dan tempat yang lebih besar karena memerlukan pompa sirkulasi dan *cooling tower*. Sistem *water cooled chiller* dapat dilihat pada gambar 2.13. Proses pendinginan pada dasarnya sama dengan sistem *air cooled chiller*, yang membedakannya adalah pendinginan pada bagian kondensornya. Kondesor didinginkan dengan menggunakan air dari *cooling tower* yang disirkulasikan dengan pompa



Gambar 2.13 Sistem *Water Cooled Chiller*

2.3 Landasan Teori Perhitungan

a. Kerja Isentropis Kompresor

Kerja isentropis kompresor adalah proses kompresi ideal kompresor secara termodinamika untuk menaikkan tekanan refrigeran agar dapat bersirkulasi di dalam sistem.

$$(\dot{W}_{comp})_{isen} = \dot{m}_{ref}(h_{outS\ comp} - h_{incomp}) \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana:

$(\dot{W}_{comp})_{isen}$ = Kerja isentropis kompresor (kW)

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

$h_{outS\ comp} - h_{in\ comp}$ = Selisih entalpi refrigeran pada (kJ/kg)

b. Kerja Kompresor Aktual

Kerja kompresor aktual adalah kerja yang diperlukan kompresor secara termodinamika untuk menaikkan tekanan refrigeran agar dapat bersirkulasi di dalam sistem.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_{out} - h_{in}) \dots \dots \dots (2.5)$$

Dimana:

$$\dot{W}_{comp} \quad \quad \quad = \quad \quad \text{Kerja nyata kompresor}$$

(kW)

$$\dot{m}_{ref} \quad \quad \quad = \quad \quad \text{Laju aliran massa}$$

refrigeran (kg/s)

$$h_{out\ comp} - h_{in\ comp} = \quad \quad \text{Selisih entalpi refrigeran (kJ/kg)}$$

c. Kapasitas kondensor

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ref}(h_{in\ cond} - h_{out\ cond}) \text{ (kW)} \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana:

$$\dot{Q}_c \quad \quad \quad = \text{Kapasitas kondensor (kW)}$$

$$\dot{m}_{ref} \quad \quad \quad = \text{Laju aliran massa refrigeran (kg/s)}$$

$$h_{in\ cond} - h_{out\ cond} = \text{Selisih entalpi refrigeran (kJ/kg)}$$

d. Kapasitas Evaporator

Kapasitas evaporator adalah besarnya panas yang diserap per satuan massa refrigeran.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ref}(h_{out\ evap} - h_{in\ evap}) \text{ (kW)} \dots \dots \dots (2.7)$$

Dimana:

$$\dot{Q}_e \quad \quad \quad = \quad \quad \text{Kapasitas evaporator (kW)}$$

$$\dot{m}_{ref} \quad \quad \quad = \text{Laju aliran massa refrigeran (kg/s)}$$

$$h_{out\ evap} - h_{in\ evap} = \text{Selisih entalpi refrigeran (kJ/kg)}$$

e. Efisiensi isentropis kompresor

Efisiensi kompresor untuk sistem dalam persen didefinisikan sebagai berikut:

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}, \text{ kJ/kg}}{\dot{W}_c, \text{ kJ/kg}} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \times 100\% \dots\dots (2.8)$$

f. *Laju aliran massa refrigeran*

Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan membagi kerja kompresi dengan perubahan entalpi masuk dan keluar kompresor.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{W_{comp}}{h_2 - h_1} \text{ (kg/s)} \dots\dots\dots (2.9)$$

g. *Heat Rejection Ratio*

Heat Rejection Ratio (HRR) adalah rasio pelepasan panas yang bisa dilepaskan oleh sistem.

$$HRR = \frac{Q_c}{Q_e} \dots\dots\dots (2.10)$$

h. *Coefficient of Performance*

Perhitungan COP pada sistem refrigerasi *AC Split* dapat dilakukan sebagai berikut:

$$COP = \frac{Q_e}{W_{comp}} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana:

\dot{Q}_e = Kapasitas evaporator (kW)

\dot{W}_{comp} = Kerja nyata kompresor (kW)

i. *Kapasitas Air*

Perhitungan kapasitas air pada sistem *water chiller* dapat dilakukan sebagai berikut;

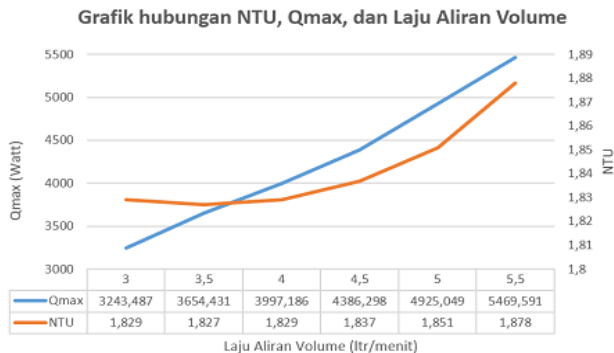
$$\dot{Q}_{air} = \dot{m}_{air} c_{p,air} (T_h - T_c) \dots\dots\dots (2.12)$$

\dot{Q}_{air}	= kapasitas Air (kW)
\dot{m}_{air}	= laju aliran masa air (kg/s)
$c_{p,\text{air}}$	= kapasitas kalor (kJ/kg . K)
T_{in}	= temperature air masuk (K)
T_{out}	= temperature air keluar (K)

2.4 Penelitian Terdahulu

2.4.1 Pengaruh Variasi Debit Aliran Air Terhadap Pendingin Sistem *Mini Water Chiller* (Senoadi, 2015)

Pada penelitian yang dilakukan Senoadi, eskperimen menggunakan sistem *mini water chiller* dimana hasil dari proses air yang didinginkan dialirkan melalui pompa menuju mesin penukarnr kalor *Fan Colling Unit*. Data hasil pengujian dianalisa perpindahan panas yang terjadi berdasarkan variasi debit aliran yang digunakan. Debit aliran yang divariasikan dari 3 liter/menit hingga 5liter/menit dengan perubahan 0,5 liter/menit pada setiap variasinya. Pada penelitian tersebut ditunjukkan pada gambar 2.14, grafik Q_{max} menunjukan tren naik seiring dengan meningkatnya debit aliran air hal ini membuktikan bahwa bahwa semakin tinggi debit aliran air maka nilai Q_{max} akan semakin naik.

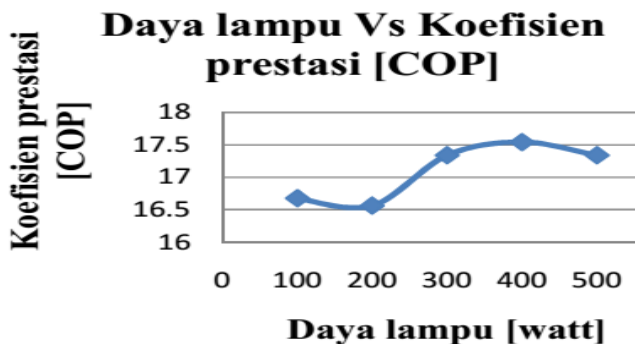


Gambar 2.14 Grafik Hubungan Antara NTU, Q_{max} dan Laju Aliran Volume (Senoadi, 2015)

Pada pengujian kali ini, penulis tidak menghitung perpindahan panas yang terjadi pada sistem *water chiller* karena air hasil pendinginan sistem *water chiller* tidak disirkulasikan ke alat penukar kalor melainkan diasumsikan ke sebuah ruangan/udara sekitar. Analisa yang dilakukan adalah pengaruh variasi debit aliran terhadap *coefficient of performance* (COP) pada setiap beban pendinginan, tujuannya untuk mengetahui debit aliran yang sesuai dengan sistem *water chiller*.

2.4.1 Pengaruh Variasi Beban, Waktu Pendinginan dan Temperatur ruangan Terhadap Performasi Mesin Pendingin (Khanif, 2016)

Penelitian yang dilakukan Khanif menggunakan sistem pendingin *AC Split* kapasitas $\frac{1}{2}$ PK dengan tujuan untuk mengetahui proporsi beban manakah yang menghasilkan laju aliran massa refrigerant, efek refrigerasi dan *Coefficient of Performance* yang paling tinggi. Variasi beban dalam penelitian ini menggunakan lampu dengan kapasitas 100 W, 200 W, 300 W, 400 W dan 500 W. Variabel terkaitnya adalah putaran kompresor dan refrigeran R-22, dan dinding ruang instalasi terbuat dari triplek.



Gambar 2.15 Grafik Hubungan Daya Lampu terhadap COP Mesin Pendingin (Khanif, 2015)

Pada grafik pengujian beban pendinginan terhadap COP , nilai COP tertinggi terjadi pada beban pendinginan 400 W. Tren grafik yang cenderung naik dapat disimpulkan bahwa semakin besar beban pendinginan yang diberikan maka nilai COP akan naik. Pada penelitian kali ini penulis juga akan memvariasikan beban pendinginan terhadap nilai COP. Beban pendinginannya berupa panas air yang akan disirkulasikan pada sistem *water chiller*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah-langkah Penelitian

Dalam penelitian ini langkah-langkah penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut;

3.1.1 Perumusan Masalah

Dalam tahap perumusan masalah, hal-hal yang dilakukan adalah mengidentifikasi masalah yang muncul dalam penelitian, penentuan tujuan dan manfaat penelitian, serta penentuan batasan-batasan dalam melakukan pengujian. Tahap ini diperlukan agar studi eksperimental yang dilakukan nanti lebih terarah dan terstruktur.

3.1.2 Studi Literatur

Dalam studi literatur digunakan untuk mencari referensi yang berhubungan dengan penelitian seperti penelitian terdahulu dan dasar-dasar teori untuk menentukan analisa awal sebelum penelitian dilakukan

3.1.3 Persiapan Peralatan

Sebelum penelitian dilakukan terlebih dahulu persiapan peralatan. Persiapan peralatan terdiri dari pembelian alat dan bahan, perakitan, test kebocoran, dan pemeriksaan akhir untuk memastikan peralatan siap untuk digunakan.

3.1.4 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan setelah sistem siap untuk digunakan. Data yang diambil berupa data pada saat system sebelum dan sesudah system pada keadaan steady. Data yang didapatkan berupa temperatur, tekanan dan debit aliran air pada tiap titik yang telah ditentukan.

3.1.5 Analisa Data

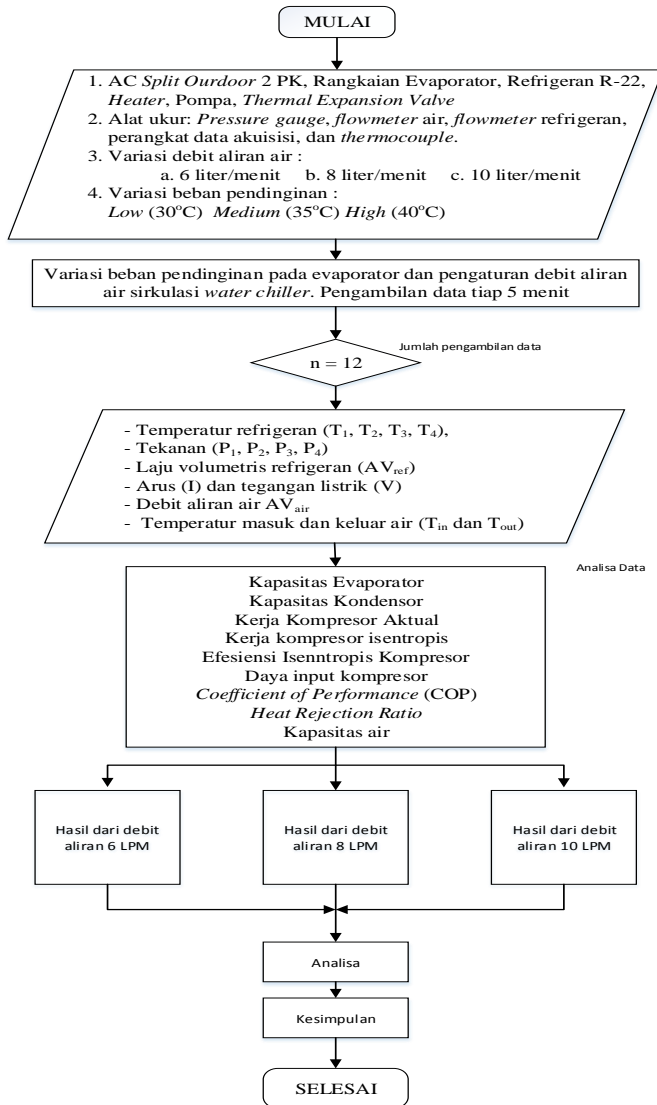
Pada tahap ini data yang diperoleh diolah dengan menghitung dengan rumus rumus yang telah ditentukan. Perhitungan dan analisa menggunakan data pada saat system dalam keadaan steady. Analisa dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari variabel ya ng

divariasikan terhadap sistem yang bekerja. Analisa nantinya akan ditampilkan dalam bentuk flow chart beserta penjelasannya.

3.1.6 Kesimpulan dan Saran

Dari analisa data yang telah dilakukan diambil kesimpulan berdasarkan grafik-grafik pada tahap analisa data, serta saran yang diperlukan untuk menyempurnakan penelitian.

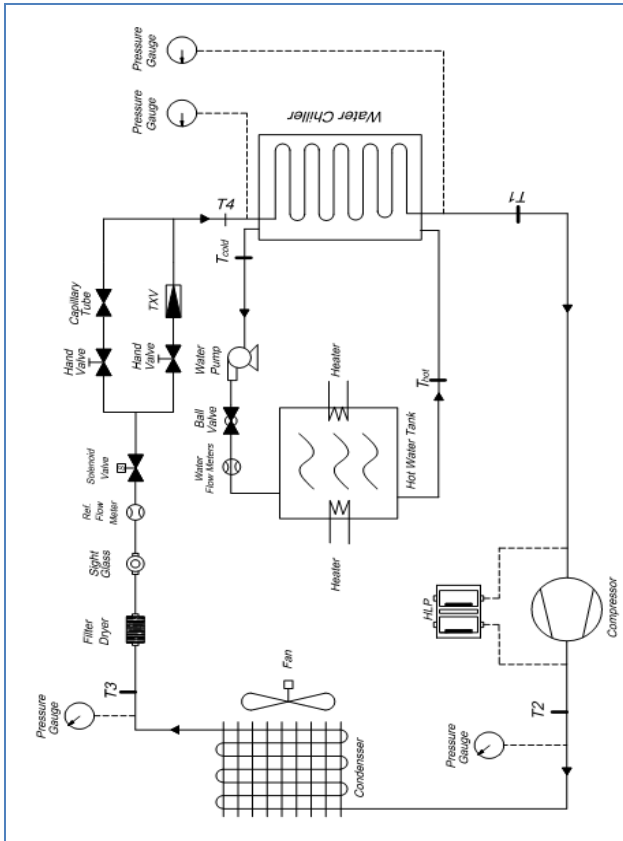
3.2 Flowchart Pengujian



Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.3 Skema dan Komponen Peralatan




3.3.1 Skema Peralatan







Gambar 3.2 Skema Sistem *Water chiller*

3.3.2 Komponen dan Spesifikasi Peralatan



Tabel 3.1 Spesifikasi Alat pengujian




No	Alat	Spesifikasi
1	 <p><i>Outdoor Unit</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Merek <i>outdoor</i>: General • Merek kompresor: Bristol • Model: H24B4QABHA • Fase: 1 • <i>Rated voltage</i>: 220 / 240 V • <i>Rated frequency</i>: 50 Hz
2	 <p><i>Thermostatic Expansion Valve (TXV)</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Merek: Danfoss • <i>Range</i>: -40/+10°C
3	 <p>Evaporator</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Tipe : Spiral • Diameter: 3/8 inch • Panjang: 20 meter




4	 <p>Drum air</p>	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Volume</i> : 200 liter
5	 <p>Pompa</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Merek pompa : DAB Vista • Model : Aqua-125C • Kapasitas maksimal: 42 l/menit • <i>Suction head</i>: 9 meter • <i>Discharge head</i>: 24 meter • Diameter pipa: 1 inch • Putaran maksimal : 2850 RPM
6	 <p><i>Water Heater</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Merek : Water wasser • Kapasitas : 2000 Watt

		Merek : ABB Model : ACS150 Input : 200-240±10% 48-63 Hz Output : 1.1 kW (1.5 HP) 6.7 A
--	---	--

Tabel 3.2 Spesifikasi Alat Ukur

No	Alat	Spesifikasi
1	 Low Pressure Gauge	<ul style="list-style-type: none"> Merek : Lotus Range: -30 – 220 psi -1 – 10 bar Ketelitian: 2 psi / 0.2 bar
2	 High Pressure Gauge	<ul style="list-style-type: none"> Merek: Lotus Range: 0 – 500 psi 0 – 35 kgf/cm² Ketelitian: 5 psi / 0.2 kgf/cm²

3	 <p>Termokopel</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Tipe : Tipe K • Range : 0 – 1100°C
4	 <p>Perangkat Data Akuisisi</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Merek : Yokogawa • Model : MX100 Data Acquisition Unit • Supply volt: 100/240 V AC
5	 <p>Dual Pressure Control (HLP)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Merek : Danfos • High pressure range: 8 – 32 bar • Low pressure range: -0.2 – 7.5 bar • Inlet Diameter : ¼ inch

6	 <p><i>Sight Glass</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Merek : Danfoss • Model : SY/L-02 • <i>Flare tube</i>: ¼ inch • <i>Thread</i>: 7/16 inch
7	 <p><i>Flowmeter</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Merek : Rota • <i>Range</i> : 0 – 0.7 L/s
8	 <p><i>Gauge Manifold</i></p>	<ul style="list-style-type: none"> • Merek : Starmec • <i>Range (low)</i>: -30 – 150 psi • <i>Range (high)</i>: 0 – 500 psi

3.4 Langkah Pengujian

Penelitian dilakukan di Labortorium Teknik Pendingin dan Pengkondisian Udara dengan temperatur ruangan rata-rata sebesar 25°C. Obejk penelitian berupa AC *split* yang telah dimodifikasi pada bagian evaporator menjadi *water chiller* dengan kondensor menggunakan *outdoor unit* AC yang teridir dari kompresor dengan kapassitas 2 PK dan kondensor yang dilengkapi dengan

fan. Air dingin pada water chiller akan disirkulasi dengan pompa air pada bak yang berisi air panas yang dipanaskan dengan *heater*. Komponen dan spesifikasi alat tercantum pada Tabel 3.1 dan Tabel 3.2

3.4.1 Langkah Persiapan

- a. Pastikan kondisi lingkungan sekitar aman dan tidak berpotensi mengganggu kinerja alat
- b. Peralatan uji dipastikan dalam keadaan berfungsi dengan baik dan alat ukur dipastikan telah dikalibrasi dengan baik
- c. Kondisi kelistrikan dipastikan dalam keadaan siap dan semua instalasi terpasang dengan baik
- d. Pastikan semua *globe valve* terbuka agar refrigeran dapat mengalir
- e. Memvakum system refrigrasi menggunakan pompa vakum untuk mengeluarkan uap air yang ada dalam sistem hingga tekanan sistem sesuai.
- f. Melakukan cek kebocoran dengan melihat tekanan pada jarum penunjuk pada *preassure gauge*, pastikan apakah bertambah atau tidak.
- g. Setelah sistem telah dipastikan tidak mengalami kebocoran, selanjutnya mengisi refrigeran R-22
- h. Melakukan kembali pemeriksaan apakah terjadi kebocoran pada permukaan pipa setelah proses pengisian refrieran
- i. Setelah tidak ada kebocoran, langkah pengujian siap untuk dilakukan

3.4.2 Langkah pengujian

- a. Mempersiapkan peralatan data akuisis, pastikan alat ukur pada data akusis terpasang pada tiap titik yang akan diukur
- b. Kompresor dinyalakan hingga kondisi steady
- c. *Thermocouple display* pada data akuisisi dinyalakan untuk mengamatai temperatur pada semua titik
- d. Tekanan pada *pressure gauge* diamati untuk mengetahui apakah tekanan pada system sudah sesuai.

- e. Tunggu sistem dalam keadaan *steady*, hal ini dapat dilihat dari temperatur yang sudah tidak berubah atau berubah namun tidak signifikan
- f. Pada saat menunggu sistem dalam keadaan *steady*, panaskan *heater* pada bak air panas sesuai dengan variasi beban pendinginan.
- g. Setelah sistem berjalan *steady* dan beban temperature air panas sudah sesuai, nyalakan pompa air dan atur debit aliran dengan menggunakan *inverter* yang terpasang pada pompa, mensirkulasikan beban pendinginan ke bak pendinginan dan tunggu kembali hingga sistem kembali *steady*. Catat data pengukuran (temperatur, tekanan, arus listrik, tegangan, nilai temperature masuk dan keluar air dan debit aliran)
- h. Menunggu lima menit untuk mencatat kembali perlakuan yang sama hal ini dilakukan sampai dengan lima kali pengambilan data. Pengambilan data lima kali setiap lima menit bertujuan untuk mengetahui nilai yang paling stabil setelah kondisi sistem *steady*.
- i. Variasikan debit aliran pada 10 liter/menit, 8 liter/menit, 6 liter/menit dengan beban panas yang sama dengan melakukan prosedur seperti tahap (h).
- j. Variasikan beban panas pada 30°C, 35°C, dan 40°C dan lakukan variasi debit aliran sesuai dengan point (i) dan lakukan kembali langkah-langkah (g) dan (h) hingga seluruh variasi beban pendinginan.
- k. Jika pengambilan data sudah selesai pastikan seluruh sistem sudah dimatikan secara keseluruhan dari sumber arus listrik.

3.5 Analisis Data

Parameter Input	
Konstant	Variasi
<p>Massa Refrigeran:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 400g <p>Alat Ekspansi:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Thermal Expansion Valve (TXV) <p>Volume Air Pendinginan dan Pemanasan:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 200L <p>Temperatur keluar air (T_{out}):</p> <ul style="list-style-type: none"> • 20° C 	<p>Debit aliran air:</p> <ul style="list-style-type: none"> • 10 liter/menit • 8 liter/menit • 6 liter/menit <p>Beban Panas (T_{in}):</p> <ul style="list-style-type: none"> • 30° C • 35° C • 40° C

Parameter Output	
Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> • Tekanan dan temperatur refrigeran masuk kompresor (p_1, T_1) • Tekanan dan temperatur refrigeran keluar kompresor (p_2, T_2) • Tekanan dan temperatur refrigeran keluar kondensor (p_3, T_3) • Tekanan dan temperatur refrigeran masuk <i>evaporator</i> (p_4, T_4) • Laju volumetris refrigeran (AV_{ref}) • Arus (I) dan tegangan listrik (V) • Laju volumetris air (AV_{air}) • Temperatur keluar dan masuk air (T_{in} dan T_{out}) 	<ul style="list-style-type: none"> • \dot{m}_{ref} • \dot{W}_c • $\dot{W}_{c,s}$ • $\eta_{c,s}$ • \dot{Q}_{cond} • \dot{Q}_{evp} • COP • \dot{W}_{in} • \dot{m}_{air} • \dot{Q}_{water}

Tabel 3.3 Analisis Data

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

PERHITUNGAN DAN ANALISIS DATA

4.1 Data Hasil Penelitaian

Pada bab ini akan dianalisis mengenai pengaruh debit aliran air terhadap performance sistem *water chiller*. Pengujian ini dilakukan dengan memvariasikan debit aliran air pada 6 liter/menit, 8 liter/menit, 10 liter/menit serta memvariasikan beban pendinginan pada temperatur masuk sistem *water chiller* sebesar 30°. Parameter-parameter yang diambil dalam pengujian ini adalah tekanan, temperature, laju massa refrigerant, arus, tegangan pada kompresor, debit aliran air, temperatur masuk dan keluar sistem *water chiller*. Pengujian dilakukan selama 1 jam dan diambil tiap 5 menit untuk mengetahui proses refrigerasi dan proses perpindahan panas dalam sistem. Data hasil percobaan dan hasil perhitungan dapat dilihat pada lampiran.

4.2 Perhitungan Data

Untuk contoh perhitungan data, digunakan satu contoh data, yaitu dengan debit 8 liter/menit dan pada beban pendinginan high. Data-data yang diperoleh adalah sebagai berikut:

Tabel 4.1 Parameter analisis yang digunakan sebagai contoh perhitungan

Parameter Analisis	Simbol	Nilai
Tekanan refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	P_1	68 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	T_1	24,5°C
Tekanan refrigeran keluar kompresor (<i>discharge</i>)	P_2	260 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>discharge</i>)	T_2	113,7°C

Tekanan refrigeran keluar kondensor	p_3	250 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_3	29,7°C
Tekanan refrigeran masuk evaporator	p_4	78 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_4	9,3°C
Laju aliran volumetris refrigeran	AV	0,015 L/s
Temperatur air masuk	T_{in}	40°C
Temperatur air keluar	T_{out}	20°C
Laju aliran volumetris air	AV_{air}	0,133 l/s
Laju aliran volumetris refrigeran	AV_{ref}	0,015 L/s
Arus listrik	I	3,9 A
Tegangan listrik	V	220 V

4.2.1 Konversi Tekanan

Konversi satuan tekanan dilakukan agar memudahkan dalam pencarian properti refrijeran. Konversi dilakukan dimulai dengan mengubah satuan tekanan dari psig menjadi psia dengan cara menambahkan nilai 14,7 pada nilai tekanan psig. Perubahan ini dilakukan karena data-data yang tersedia pada aplikasi pencari properti refrijeran menggunakan satuan tekanan *absolute*. Selanjutnya dilakukan perubahan satuan dari psia menjadi MPa dengan cara mengalikan nilai tekanan satuan psia dengan angka 6894.76 kemudian membagi dengan angka 10^{-6} . Hal ini dilakukan untuk memudahkan plot data-data yang diperoleh kedalam grafik P-h diagram. Hasil dari konversi data tekanan diperoleh sebagai berikut :

- Tekanan masuk kompresor (P_1)

$$P_1 = (68 + 14,7) \times 6894,76 / 1000000 = 0,57 \text{ MPa}$$

- Tekanan keluar kompresor (P_2)

$$P_2 = (260 + 14,7) \times 6894,76 / 1000000 = 1,89 \text{ MPa}$$
- Tekanan keluar kondensor (P_3)

$$P_3 = (250 + 14,7) \times 6894,76 / 1000000 = 1,82 \text{ MPa}$$
- Tekanan masuk evaporator (P_4)

$$P_4 = (78 + 14,7) \times 6894,76 / 1000000 = 0,64 \text{ Mpa}$$

4.2.2 Mencari *Properties Refrigeran*

Untuk menghitung semua yang telah disebutkan sebelumnya, membutuhkan properti refrigeran di berbagai titik yang dengan memasukkan temperatur dan/atau tekanan tekanan yang didapat dari hasil pengukuran pada saat eksperimen kedalam *software Computer-aided thermodynamics*. *Properties* refrigeran diberbagai titik sebagai berikut:

- Titik 1 (masuk kompresor)

$$T_1 = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 0,57 \text{ Mpa}$$

Dengan nilai $T_1 = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ dan nilai $P_1 = 0,57 \text{ MPa}$, maka didapatkan *properties* sebagai berikut:

$$h_1 = 266,4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 0,9726 \text{ kJ/kg.K}$$

- Titik 2 (keluar kompresor)

$$T_2 = 113,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1,89 \text{ MPa}$$

Dengan nilai $T_2 = 113,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ dan nilai $P_2 = 1,89 \text{ MPa}$, maka didapatkan *properties* sebagai berikut:

$$h_2 = 321,8 \text{ kJ/kg}$$

Untuk mencari nilai h_{2s} maka dibutuhkan 2 data yaitu: $P_2 = 1,89 \text{ MPa}$ dan $s_2 = s_1 = 0,9726 \text{ kJ/kg.K}$ dengan asumsi kompresor bekerja secara isentropis (entropi konstan). Kemudian masukkan 2 data tersebut kedalam *Computer-aided thermodynamics* sehingga didapatkan *properties* sebagai berikut:
 $h_{2s} = 299,6 \text{ kJ/kg}$

- Titik 3 (keluar kondensor)
 $T_3 = 28,2 \text{ }^\circ\text{C}$
 $P_3 = 1,82 \text{ Mpa}$
 $v_3 = 0,0008476$

Dengan nilai $T_3 = 28,2 \text{ }^\circ\text{C}$ dan nilai $P_3 = 1,82 \text{ MPa}$, maka didapatkan *properties* sebagai berikut:
 $h_3 = 78,96 \text{ kJ/kg}$

- Titik 4 (masuk evaporator)
 $T_4 = 9,3 \text{ }^\circ\text{C}$
 $P_4 = 0,64 \text{ MPa}$

Nilai *properties* pada titik 4 ditentukan dengan mengasumsikan proses 3–4, yaitu penurunan tekanan refrigeran oleh TXV, berlangsung secara isoentalpi sehingga diperoleh:

$$h_4 = h_3 = 91,30 \text{ kJ/kg}$$

4.2.3 Menghitung Laju Aliran Massa Refrigeran

Pada sistem, pemnondisian udara yang telah dimodifikasi ini diasumsikan *steady flow* sehingga laju aliran

massa refrigeran selalu konstan. Untuk mendapatkan laju aliran massa refrigeran dapat menggunakan rumus:

$$\dot{m} = \frac{AV_{\text{ref}}}{v}$$

Dengan nilai massa jenis refrigeran (ρ) didapat dari properties pada titik 3 dimana alat ukur flow refrigeran terpasang. Dengan nilai $AV_{\text{ref}} = 0.015 \text{ l/s}$ dan $\rho = 1144.4 \text{ kg/m}^3$, maka didapatkan nilai laju aliran massa refrigeran:

$$\dot{m} = 1144,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,025 \frac{\text{l}}{\text{s}} \times \frac{1}{1000} \frac{\text{m}^3}{\text{l}}$$

$$\dot{m} = \frac{0,025}{0,8467 \times 10^{-3}} \times \frac{\text{l}}{\text{s}} \times \frac{1}{1000} \times \frac{\text{m}^3}{\text{l}} \times \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m} = 0,0295 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.4 Perhitungan mencari daya *input compressor*

Daya input kompresor dihitung berdasarkan perkalian besarnya tegangan dan arus listrik yang mengalir pada saat kompresor bekerja serta dengan mengalikan nilai $\cos\phi$ sebagai faktor daya seperti perumusan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{\text{in}} = VI \cos \phi$$

$$\dot{W}_{\text{in}} = 220 \text{ V} \times 7,8 \text{ A} \times 0,935$$

$$\dot{W}_{\text{in}} = 1,604 \text{ kW}$$

4.2.5 Perhitungan Kerja Aktual Kompresor

Untuk menghitung kerja nyata pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi aktualnya sesuai perumusan 2.1 sebagai berikut:

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = 0,0295 \text{ kg/s} (321,8 \text{ kJ/kg} - 266,4 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = 1,636 \text{ kW}$$

4.2.6 Perhitungan Kerja Isentropis Kompresor

Untuk menghitung kerja isentropis pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi ideal keluar kompresor sesuai perumusan 2.3 sebagai berikut:

$$\dot{W}_{\text{komp isen}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{2s} - h_1)$$

$$\dot{W}_{\text{komp isen}} = 0,0295 \text{ kg/s} (299,6 \text{ kJ/kg} - 266,4 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{\text{komp isen}} = 0,980 \text{ kW}$$

4.2.7 Perhitungan Efisiensi Kompresi Kompresor

Efisiensi isentropis adalah unjuk kerja isentropi kompresor. Untuk mengetahui efisiensi isentropi kompresor dapat menggunakan persamaan 2.4.

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c_s}}{\dot{W}_c}$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c_s}}{\dot{W}_c} = \frac{0,980 \text{ kW}}{1,636 \text{ kW}}$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c_s}}{\dot{W}_c} = 59,928 \%$$

$$\eta_c \approx 59,92 \%$$

4.2.8 Perhitungan \dot{Q} Evaporator

Besarnya panas yang diserap refrigeran pada evaporator dapat diketahui dengan mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada evaporator. Besarnya panas yang diserap oleh evaporator ini disebut juga sebagai kapasitas pendinginan dengan perhitungan sesuai perumusan 2.6 sebagai berikut:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{\text{ref}}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_e = 0,0295 \text{ kg/s} (266,4 \text{ kJ/kg} - 78,96 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_e = 5,534 \text{ kW}$$

4.2.9 Perhitungan \dot{Q} Kondenser

Besarkanya kapasitas kondensor atau besarnya energi panas yang dibuang oleh kondensordapat dihitung dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan perubahan entalpi seperti persamaan 2.5 sebagai berikut:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_c = 0,0295 \text{ kg/s} (321,8 \text{ kJ/kg} - 79,96 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_c = 7,170 \text{ kW}$$

4.2.10 Perhitungan \dot{Q} Air

Besarnya kapasitas air yang bersirkulasi pada sistem *water chiller* dapat dihitung dengan:

$$\dot{Q}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air}} c_{p,\text{air}} (T_h - T_c)$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = \frac{AV}{v}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{air}} &= \frac{0,25 \times 10^{-4}}{0,105 \times 10^{-2}} \times \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ \dot{m}_{\text{air}} &= 0,0292 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{Q}_{\text{air}} &= 0,0292 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (313 - 294) \text{K} \\ \dot{Q}_{\text{air}} &= 7,487 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.2.11 Menghitung *Heat Rejection Ratio* (HRR)

Rasio pelepasan kalor atau *heat rejection ratio* adalah perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang diserap oleh sistem. Dalam hal ini, panas yang dibuang oleh kondensor dan yang diserap oleh evaporator. Nilai dari *heat rejection ratio* diperoleh dengan membandingkan nilai kapasitas kondensor dengan nilai kapasitas evaporator sesuai dengan persamaan 2.8.

$$\begin{aligned}HRR &= \frac{\dot{Q}_{\text{kondensor}}}{\dot{Q}_{\text{evaporator}}} \\ HRR &= \frac{7,170 \text{ kW}}{5,534 \text{ kW}} \\ HRR &= 1,29\end{aligned}$$

4.2.11 Perhitungan COP (*Coefficient of Performance*)

Nilai COP yang dihitung pada penelitian ini adalah nilai COP aktual yang diperoleh dengan membagi antara panas yang diserap oleh refrigeran pada evaporator ($\dot{Q}_{\text{evaporator}}$) dengan

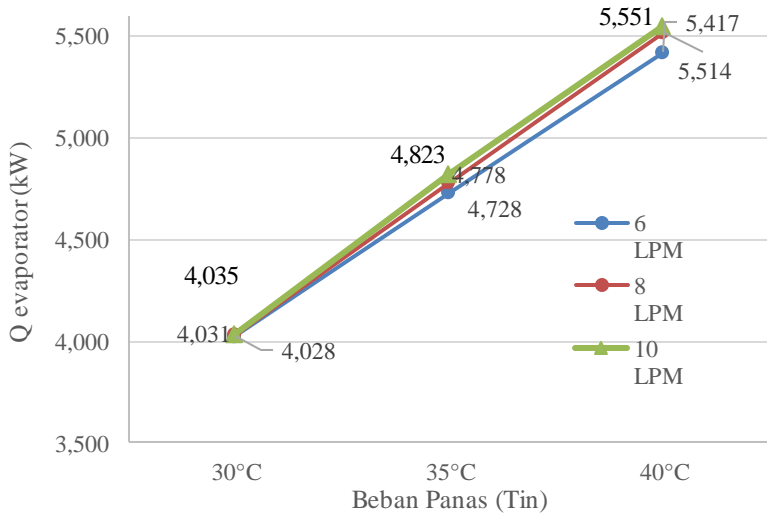
kerja nyata kompresor pada sistem refrigerasi sesuai gambar perumusan 2.7 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\text{COP} &= \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{comp}}} \\ \text{COP} &= \frac{5,534\text{kW}}{1,636\text{ kW}} \\ \text{COP} &= 3,38\end{aligned}$$

4.3 Analisa Grafik

Pada sub bab ini akan membahas grafik hasil pengolahan data hasil eksperimen. Grafik yang akan dianalisa pada sub bab ini diantaranya; grafik kerja kompresor, efisiensi kompresor, kapasitas kondensor, kapasitas evaporator, COP, HRR, dan kapasitas air pada sistem *water chiller* yang semuanya fungsi beban evaporator serta p-h diagram dari sistem untuk masing-masing variasi.

4.3.1 Analisa Grafik Kapasitas Evaporator sebagai Fungsi beban Evaporator



Gambar 4.1 Grafik kapasitas evaporator sebagai fungsi beban evaporator

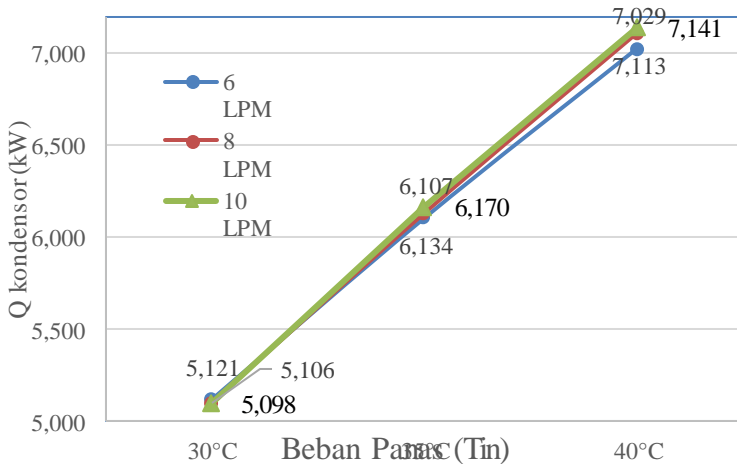
Pada grafik kapasitas evaporator seperti pada gambar 4.1 menunjukkan trend grafik naik. Pada trend grafik dapat dilihat bahwa penambahan beban panas yang diberikan berpengaruh pada semakin besar nilai kapasitas evaporator. Beban evaporator tertinggi sebesar 5,551 kW pada beban panas 40°C, dan 4,028 kW pada beban panas 30°C. Pada variasi debit aliran air, nilai tertinggi pada kapasitas evaporator terjadi pada debit aliran air yang paling besar.

Kapasitas evaporator merupakan kemampuan evaporator untuk memberikan efek refrigerasi terhadap refrigerant. Tinggi

rendahnya kapasitas refrigerasi dipengaruhi oleh kemampuan evaporator dalam menyerap kalor dari lingkungannya, dalam kasus studi ini adalah air. Semakin tinggi penyerapan suhunya maka semakin tinggi juga kapasitasnya. Proses perpindahan panas dapat diamati dengan persamaan kesetimbangan energi. Pada sistem *water chiller* ini, Q pembanding refrigeran adalah Q air.

Pada trend grafik pada gambar 4.1 dapat dikatakan bahwa variasi pembebanan berpengaruh terhadap nilai Q_{evap} semakin besar nilai beban yang diberikan maka akan semakin besar nilai Q_{evap} yang didapatkan. Semakin tinggi beban pendinginan yang dibeikan maka semakin tinggi juga kapasitas evaporatornya. Jika ditinjau dari trend grafik variasi debit aliran air pada 6, 8 dan 10 liter per menit menghasilkan nilai $Q_{\text{evaporator}}$ yang lebih besar dengan semakin bertambahnya debit aliran air hal ini membuktikan bahwa kenaikan debit aliran air berpengaruh pada besarnya kapasitas evaporator.

4.3.2 Analisa Grafik Kapasitas Kondensor sebagai Fungsi beban Evaporator



Gambar 4.2 Grafik kapasitas kondensor sebagai fungsi beban evaporator

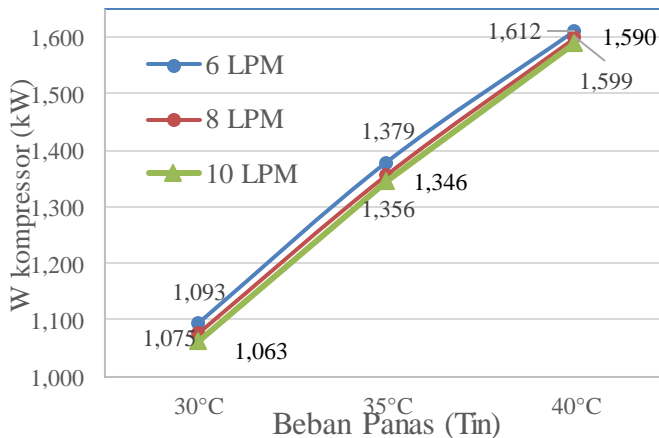
Pada grafik kapasitas kondensor pada Gambar 4.2 menunjukkan trend grafik naik. Semakin besar beban panas yang diberikan pada evaporator maka akan semakin besar juga nilai kapasitas kondensornya. Kapasitas kondensor tertinggi pada beban *high* sebesar 7,121 pada debit aliran air 10 lpm dan terendah pada beban *low* sebesar 5,098 kW. Jika ditinjau dari variasi debit aliran air, dengan penggunaan debit sebesar 6 , 8, dan 10 liter per menit, nilai Q_{cond} juga mengalami kenaikan dengan bertambahnya debit aliran air.

Kapasitas kondensor adalah kemampuan kondensor untuk melepas panas dari sistem refrigrasi ke udara sekitar. Tinggi rendahnya kapasitas kondensor dipengaruhi oleh besarnya

kapasitas evaporator dan kerja kompresor. Oleh karena itu, semakin besarnya beban pendinginan yang diberikan maka semakin besar juga nilai dari kapasitas kondensor yang didapat

Penambahan beban pendinginan berpengaruh pada meningkatnya kapasitas kondensor dibuktikan dengan trend grafik pada gambar 4.2. Hal tersebut dikarenakan besarnya panas yang dikeluarkan oleh kondensor sebanding nilai panas yang diserap oleh evaporator ditambah dengan kerja yang diberikan oleh kompresor. Jika ditinjau pada perubahan debit aliran air semakin meningkatnya debit aliran air juga berpengaruh pada meningkatnya kapasitas evaporator, semakin besar debit aliran yang digunakan, maka akan semakin besar juga nilai kapasitas kondensornya.

4.3.3 Analisa Grafik Kerja Kompresor sebagai Fungsi beban Evaporator



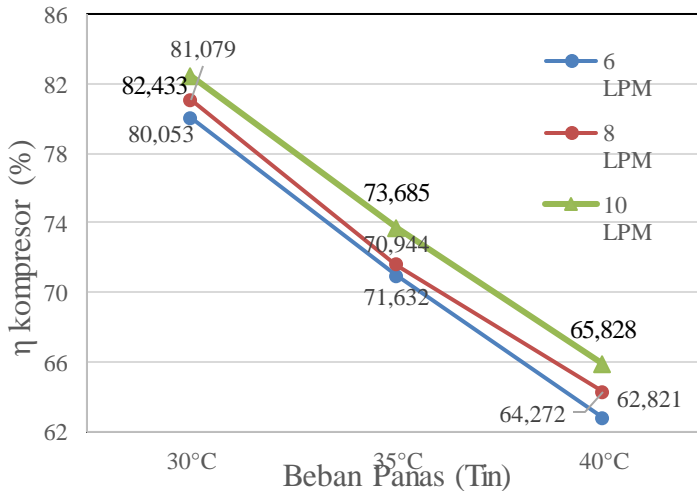
Gambar 4.3 Grafik kerja kompresor sebagai fungsi beban evaporator

Pada grafik kerja kompresor seperti pada Gambar 4.3 menunjukkan trend yang naik. Jika ditinjau dari masing-masing variasi beban panas yang diberikan berpengaruh pada semakin meningkatnya kerja kompresor seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.3. Nilai kerja kompresor tertinggi pada beban panas 40°C sebesar 1,612 kW dan terendah pada beban panas 30°C sebesar 1,405 (kW). Jika ditinjau dari trend grafik pada debit aliran air, perubahan debit aliran air berpengaruh pada semakin rendahnya kerja kompresor. Semakin besar debit aliran air yang digunakan, maka kerja kompresor juga semakin rendah.

Secara termodinamika, peningkatan beban pendinginan pada evaporator berpengaruh pada semakin besarnya kerja kompresor, semakin tinggi beban yang diberikan pada evaporator maka akan semakin besar juga nilai kerja kompresornya. Peningkatan kerja kompresor secara aktual juga dipengaruhi oleh gesekan, suhu dan *losses* yang menyebabkan daya kompresor semakin membesar seiring dengan naiknya beban pendinginan.

Pada trend grafik dapat dilihat bahwa penambahan beban panas menyebabkan kenaikan nilai kerja kompresor ditunjukkan dengan trend grafik yang cenderung naik. Jika ditinjau variasi debit aliran air, perbandingan antara grafik tiap debit aliran dapat dikatakan bahwa semakin besar debit aliran air yang digunakan maka kerja kompresor yang didapat akan semakin kecil.

4.3.4 Analisa Grafik Efisiensi Isentropis Kompresor sebagai Fungsi beban Evaporator



Gambar 4.4 Grafik efisiensi isentropis kompresor sebagai fungsi beban evaporator

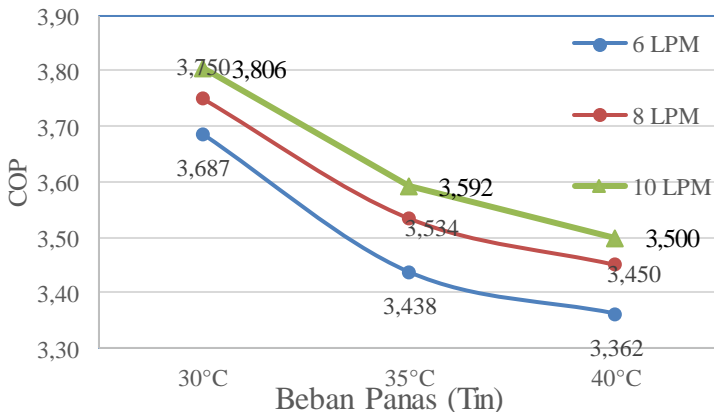
Grafik efisiensi isentropis kompresor Gambar 4.4 menunjukkan trend yang turun. Peningkatan beban pendinginan berpengaruh pada semakin turunya efisiensi isentropis kompresor. Nilai Efisiensi isentropis kompresor tertinggi pada beban panas 30°C sebesar 82,433 % dan terendah 62,821 % pada beban panas 40°C. Jika ditinjau dari variasi debit aliran air, meningkatnya beban pendinginan berpengaruh pada semakin besarnya nilai efisiensi isentropis kompresor.

Efisiensi isentropis kompresor adalah perbandingan kerja kompresor secara ideal dan kerja kompresor secara isentropis. Kerja kompresor isentropis adalah kerja kompresor yang

dipengaruhi oleh faktor-faktor yang mempengaruhi kinerja kompresor dari dalam seperti gesekan, pelumasan, dan faktor lainnya. Semakin besarnya nilai efisiensi isentropis kompresor maka dapat dikatakan kerja kompresornya juga semakin baik. Hal ini dikarenakan kerja kompresor semakin menurun atau mendekati nilai ideal.

Pada trend grafik dapat dilihat nilai efisiensi isentropik semakin menurun seiring dengan meningkatnya beban pendinginan. Hal tersebut disebabkan oleh meningkatnya beban pendinginan berpengaruh kepada semakin besarnya faktor faktor seperti seperti panas, gesekan dan *losses* lain lain yang mengakibatkan naiknya kerja kompresor. Jika ditinjau pada variasi debit aliran air. Meningkatnya beban pendinginan mempengaruhi besarnya nilai efisiensi isentropis kompresor. Hali ini disebabkan sesuai dengan sub bab 4.3.3 semakin besarnya debit aliran air kerja kompresor semakin rendah sehingga nilai efisiensi isnentropis juga semakin bertambah.

4.3.5 Analisa Grafik COP sebagai Fungsi beban Evaporator



Gambar 4.5 Grafik COP sebagai fungsi beban evaporator

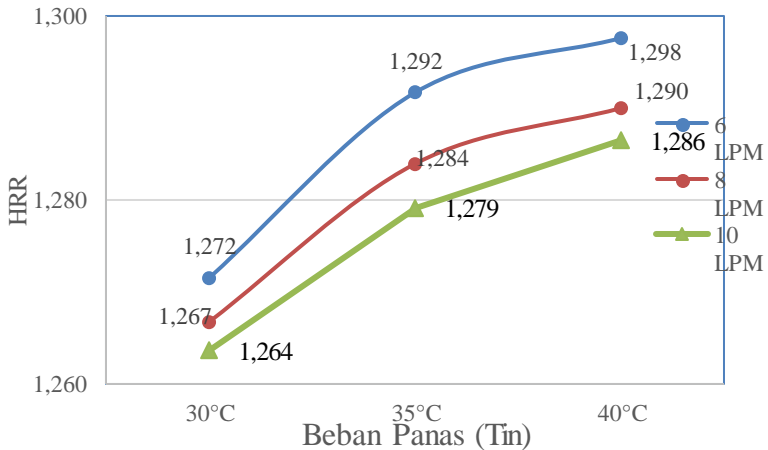
Pada grafik *Coefficient of Performance* atau COP yang ditampilkan pada Gambar 4.5 menunjukkan trend turun. Pada trend grafik ditunjukkan penambahan beban pendinginan maka nilai COP yang didapat semakin turun. Nilai COP terbesar terjadi pada pembebanan panas 30°C dengan nilai sebesar 3,806 dan nilai terkecil sebesar 3,3 pada pembebanan panas 40°C . Jika ditinjau dari debit aliran air, trend grafik menunjukkan semakin besar nilai debit aliran air maka nilai COP yang didapat akan semakin besar. Jika dibandingkan pada pembebanan panas yang sama, semakin besarnya debit aliran air maka akan semakin meningkat nilai COP yang didapat.

Secara teori Nilai COP merupakan perbandingan antara besarnya kalor yang diserap oleh refrigeran pada evaporator dibandingkan dengan kerja kompresor. Nilai COP dapat digunakan untuk mengukur kemampuan dari suatu sistem refrigrerasi. Besarnya beban pendinginan berpengaruh pada besarnya kapasitas evaporator juga sebanding dengan meningkatnya kerja kompresor. Jika dilihat pada trend grafik, nilai COP mengalami penurunan pada semakin besarnya beban pendinginan. Hal ini dapat disebabkan kenaikan kerja kompresor tidak sebanding dengan kenaikan kapasitas evaporator. Kapasitas evaporator pada beban panas yang semakin tinggi tidak dapat menghasilkan kapasitas evaporator yang maksimal, sehingga nilai COP cenderung turun. Salah satu faktor yang dapat mempengaruhi kerja kompresor sudah dijelaskan pada pembahasan Sub Bab 4.3.4, dijelaskan bahwa efisiensi isentropik kompresor semakin turun seiring dengan kenaikan beban pendinginan. Hal ini dapat disimpulkan bahwa ketika beban pendinginan naik maka akan semakin banyaknya *losses*, panas, gesekan, dll sehingga menyebabkan kerja kompresor semakin besar.

Jika ditinjau dari variasi debit aliran air, peningkatan debit aliran air berpengaruh pada semakin meningkatnya nilai COP pada tiap beban pendinginan. Pada sub bab sebelumnya telah dijelaskan, kenaikan debit aliran air berpengaruh pada semakin

baiknya penyerapan panas oleh evaporator sehingga naiknya nilai kapasitas evaporator dan juga berpengaruh pada semakin menurunnya nilai kerja kompresor.

4.3.6 Analisa Grafik HRR sebagai Fungsi beban Evaporator



Gambar 4.6 Grafik HRR sebagai fungsi beban evaporator

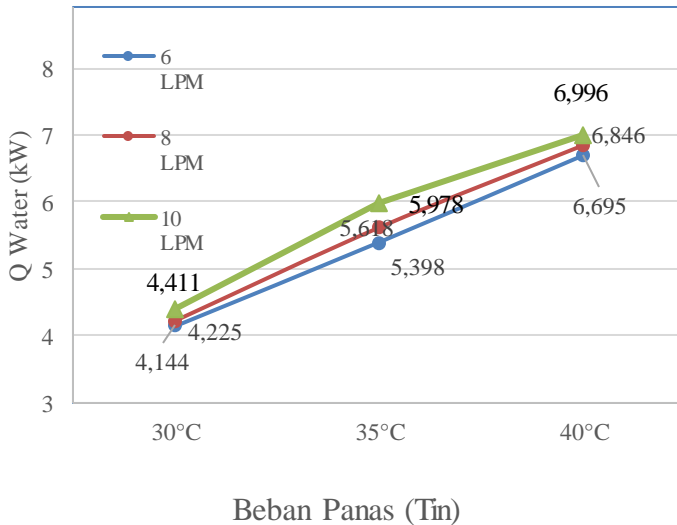
Pada grafik HRR pada Gambar 4.6 trend grafik adalah naik. Peningkatan beban pendinginan berpengaruh pada semakin besarnya nilai HRR. Nilai terbesar terjadi pada beban panas 40°C sebesar 1,298 kW dan nilai terendah sebesar 1,265 kW pada beban panas 30°C. Jika ditinjau pada grafik debit aliran air, semakin meningkatnya debit aliran air maka semakin menurun nilai dari HRR.

Niali HRR diperoleh dengan membandingkan besarnya Q kondensor dan Q evaporator. Perubahan kapasitas kondensor secara tidak langsung dipengaruhi oleh peningkatan beban evaporator dan kenaikan kerja kompresor. Peningkatan beban evaporator menyebabkan kenaikan kapasitas evaporator. Selain

itu, semakin besar kerja yang diberikan kompresor terhadap refirgera, semakin besar energi yang dimiliki refrigeran untuk kondensasi atau dengan katalain akan semakin banyak panas buang yang dihasilkan sehingga kapasitas kondensor naik, oleh karena itu nilai HRR akan semakin kecil keika kapasitas evaporator semakin besar.

Pada grafik yang ditampilkan pada Gambar 4.6, semakin besarnya beban pendinginan akan semakin besar nilai HRR yang didapat. Jika dilihat dari nilai efesiensi isnetropisnya, semakin besar beban akan semakin menurun nilai efesiensinya. Kerja kompresor dapat dikatakan diepngaruhi faktor-faktor seperti gesekan, panas, dan *losses* lainnya sehingga mengakibatkan kapasitas kondensor juga semakin naik, oleh karena itu ketika beban pendinginan semakin besar maka nilai HRR juga semakin besar dikarenakan faktor performa kompressor. Jika ditinjau dari variasi debit aliran air, semakin besarnya nilai debit aliran yang digunakan akan menyebabkan nilai HRR semakin kecil. Hal tersebut disebabkan semakin besarnya debit aliran juga semakin meningkat kapasitas evaporatornya, dan kerja kompresor yang semakin kecil, oleh karena itu kenaikan debit aliran air akan mempengaruhi niali HRR menjadi semakin turun.

4.3.7 Analisa Grafik Kapasitas Air sebagai Fungsi beban Evaporator



Gambar 4.7 Grafik Kapasitas Air sebagai fungsi beban evaporator

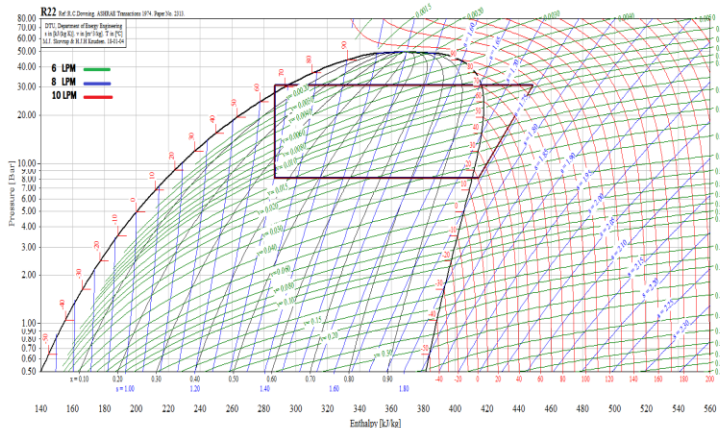
Pada grafik kapasitas air yang ditampilkan pada Gambar 4.7 memiliki trend relatif naik. Kapasitas air tertinggi terjadi pada beban panas 40°C sebesar 8,673 kW sedangkan nilai terendah terjadi pada beban panas 30°C sebesar 4,040 kW. Jika ditinjau dari variasi debit aliran air, pada debit aliran 6 lpm, semakin besar nilai pembebanan, kapasitas air akan semakin kecil, namun pada debit aliran 8 lpm dan 10 lpm berlaku sebaliknya. Pada debit aliran 8 lpm dan 10 lpm, semakin besar nilai pembebanan maka akan semakin besar nilai kapasitas air yang didapat.

Nilai Q_{water} pada sistem *water chiller* ini menunjukkan beban pendinginan yang diberikan pada sistem refrigrasi. Nilai

Q_{water} dipengaruhi oleh suhu keluar dan masuk sistem water chiller dan juga kecepatan aliran air. Pada trend grafik menunjukkan penambahan beban panas dan debit aliran air akan mengakibatkan kenaikan nilai Q_{water} , hal tersebut dapat dilihat dari trend grafik yang relatif naik

4.3.8 Analisa P-h diagram sebagai Fungsi beban Evaporator

Low



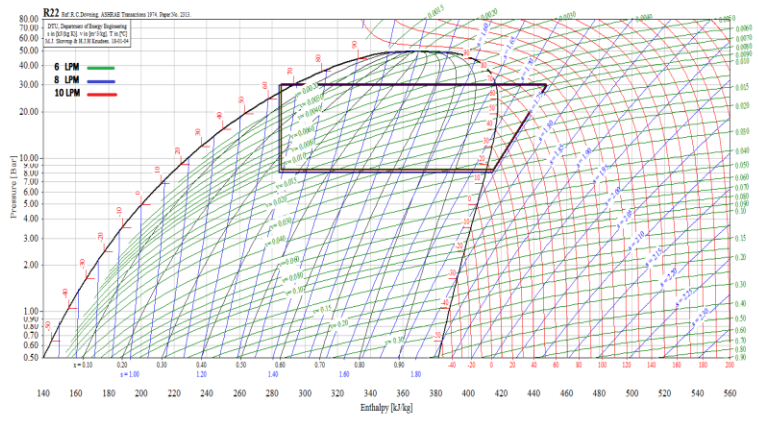
Gambar 4.8 P-h diagram sebagai fungsi beban evaporator *low*

Pada gambar 4.8 adalah data dari pengujian yang telah dilakukan yang diplot pada diagram p-h untuk mendapatkan perbandingan sistem. Perbandingan sistem dengan menggunakan debit aliran air 6 lpm ditunjukkan dengan garis kurva berwarna hijau, sedangkan pada sistem menggunakan debit aliran air 8 lpm berwarna biru dan 10 lpm pada warna merah. Berdasarkan data tersebut, pengaruh variasi debit aliran air tidak terlalu signifikan terhadap performa sistem refrigrasi sistem *water chiller*. Pada kurva merah dengan nilai debit 10 lpm memiliki garis tekanan

evaporasi paling rendah dan debit aliran 6 dan 8 lpm saling berhimpitan.

Kenaikan debit aliran air seharusnya menyebabkan nilai Q_{evap} yang lebih besar, hal tersebut dapat dilihat dari dari garis merah yang lebih panjang yang berarti kalor menyerap panas lebih banyak seiring dengan kenaikan debit aliran air. Perbedaan yang dihasilkan tidak signifikan antara debit aliran air

4.3.9 Analisa P-h diagram sebagai Fungsi beban Evaporator *Medium*



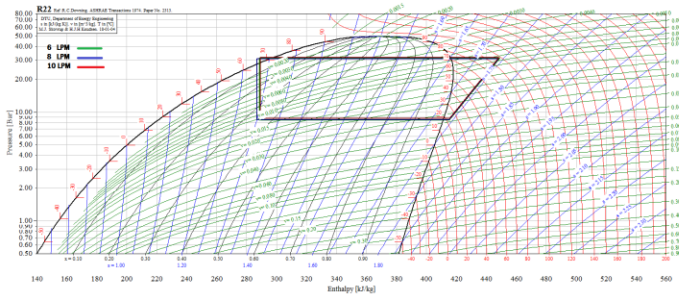
Gambar 4.9 P-h diagram sebagai fungsi beban evaporator
medium

Pada gambar 4.9 adalah data dari pengujian yang telah dilakukan yang diplot pada diagram p-h untuk mendapatkan perbandingan sistem. Perbandingan sistem dengan menggunakan debit aliran air 6 lpm ditunjukan dengan garis kurva berwarna hijau , sedangkan pada sistem menggunakan debit aliran air 8 lpm

berwarna biru da 10 lpm pada warna merah. Berdsarkan pada data tersebut pada debit aliran 6 lpm dan 10 lpm tidak terjadi perubahan yang signifikan, perbedaan yang signifikan terjadi pada debit 8 lpm. Perbedaan paling signifikan terjadi pada tenakan evaporasi dan tekanan ekspansi.

Kenaikan debit aliran air seharusnya menyebabkan nilai Q_{evap} yang lebih besar, hal tersebut dapat dilihat dari dari garis merah yang lebih panjang yang berarti kalor menyerap panas lebih banyak seiring dengan kenaikan debit aliran air. Pada diagram p-h tidak sesuai dengan teori karena pada debit 10 lpm seharusnya memiliki delta h yang lebih besar, namun kenyataan nilai 8 lpm memiliki nilai delta h yang lebih besar.

4.3.10 Analisa P-h diagram sebagai Fungsi beban Evaporator *High*



Gambar 4.10 P-h diagram sebagai fungsi beban evaporator *high*

Pada gambar 4.10 adalah data dari pengujian yang telah dilakukan yang diplot pada diagram p-h untuk mendapatkan perbandingan sistem. Perbandingan sistem dengan menggunakan debit aliran air 6 lpm ditunjukan dengan garis kurva berwarna hijau , sedangkan pada sistem menggunakan debit aliran air 8 lpm berwarna biru da 10 lpm pada warna merah. Berdasarkan pada data tersebut pada debit aliran 6 lpm dan 10 lpm tidak terjadi

perubahan yang signifikan, perbedaan yang signifikan terjadi pada debit 8 lpm. Perbedaan paling signifikan terjadi pada tekanan evaporasi dan tekanan ekspansi.

Kenaikan debit aliran air seharusnya menyebabkan nilai Q_{evap} yang lebih besar, hal tersebut dapat dilihat dari garis merah yang lebih panjang yang berarti kalor menyerap panas lebih banyak seiring dengan kenaikan debit aliran air. Pada diagram p-h tidak sesuai dengan teori karena pada debit 10 lpm seharusnya memiliki Δh yang lebih besar, namun kenyataan nilai 8 lpm memiliki nilai Δh yang lebih besar.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah

1. Pada sistem refrigerasi nilai COP tertinggi didapatkan sebesar 3,806 pada beban pendinginan *low* pada debit aliran air 10 lpm dan COP terendah berada pada nilai 3,362 pada beban pendinginan *high* dengan debit aliran air 6 lpm. Jika ditinjau dari variasi debit aliran air yang digunakan, nilai COP semakin besar ketika debit aliran air yang digunakan sebesar 10 lpm dengan nilai 4.411, 5.978 dan 6.938 secara berurutan pada beban pendinginan *low*, *medium*, dan *high*.
2. Pada beban pendinginan didapatkan hasil nilai COP yang semakin kecil seiring dengan meningkatnya beban pendinginan, salah satu penyebabnya adalah semakin besar beban pendinginan maka kerja kompresor yang digunakan semakin besar. Besarnya kenaikan kerja evaporator tidak sebanding dengan kenaikan kapasitas evaporator. Hal ini dapat dilihat dari trend efisiensi isentropik kompresor, semakin besar beban pendinginan maka akan semakin turun efisiensi isentropiknya yang berarti kerja kompresor semakin menjauhi titik ideal.
3. Pada variasi debit aliran air, semakin besar debit aliran maka semakin besar nilai kapasitas evaporatornya. Variasi aliran air juga berpengaruh pada semakin kecilnya kerja kompresor. Pengaruh pada variasi debit aliran secara garis besar tidak terlalu signifikan jika dibandingkan pada beban pendinginan yang sama.

5.2 Saran

Dalam melakukan tugas akhir ini tentunya masih terdapat banyak kekurangan, beberapa saran lebih lanjut yang dapat dilakukan adalah sebagai berikut;

1. Penelitian dapat lebih lanjut dilakukan dengan memperbanyak debit aliran air yang divariasikan sehingga perubahan yang terjadi dapat dilihat lebih jelas .
2. Penelitian juga dapat dilakukan dengan memvariasikan unit beban pendinginan, seperti menggunakan peralatan *heat exchanger* yang khusus , memvariasikan jenis refrigeran, memvariasikan putaran kompresor untuk mendapatkan nilai COP yang lebih maksimal
3. Perlu peralatan pemanas yang lebih mendukung untuk mendapatkan temperatur air panas yang lebih konsisten.
4. Perlunya alat ukur yang lebih presisi untuk mengukur laju aliran refrigerant laju aliran volumetris air, temperatur keluar dan masuk air.

DAFTAR PUSTAKA

Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2006. ***“Fundamentals of Eenginerig Thermodynamics, 8th”***. US : John & Wiley Inc.

Stoeker, Wilbert F. Jones, Jerold W. 1987. ***“Refrigeration and Air Conditioning, 2nd Edition”***. Jakarta :Erlangga

Whitman, Bill. Johnson, Bill. Tomczyk, John. Silberstain, Eugene. 2006. ***“Refrigeration and Air Conditioning Technology”*** USA: Delmar

Hundy G.H., Trott A.R., Welch T.C. 2006 ***“Refrigeration and Air-Conditioning, 4th Edition”***: UK: BH

Rex Miller, Mark Miller: 2006 ***“Air Conditioning and Refrigeration”***: USA: McGraw Hill

Shan K. Wang : 2000 ***“Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, Second Edition”*** USA: McGraw-Hill

Senoadi : 2015 ***“Variasi Debit Aliran Air Terhadap Pendingin Sistem Mini Water Chiller”*** “Jurnal Teknik Mesin: Jakarta.

Kanif : 2016 ***“Pengaruh Variasi Beban, Waktu Pendinginan dan Temperatur ruangan Terhadap Performasi Mesin Pendingin”*** Purwokerto: 2016

Debit Aliran Air 6 LPM

Sistem Refrigerasi

Beban	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual
LOW (30°C)	4,028	5,121	1,604	1,093	0,875	80,053	1,272	3,687
MEDIUM (35°C)	4,728	6,107	1,604	1,379	0,980	70,944	1,292	3,438
HIGH (40°C)	5,417	7,029	1,604	1,612	1,012	62,821	1,298	3,362

Sistem Water Chiller

Beban	WATER		m	Cp	Qw
	Tin (°C)	Tout (°C)	AVG (LPM)	kJ/kg K	(kW)
Low	29,40	20,60	6	4,179	4,144
Medium	33,0	20,08	6	4,179	5,398
High	38,33	19,92	6	4,18	6,695

Debit Aliran Air 8 LPM

Sistem Refrigerasi

Beban	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp	HRR	COP
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual
Low	4,031	5,106	1,604	1,075	0,871	81,079	1,267	3,750
Medium	4,778	6,134	1,604	1,356	0,970	71,632	1,284	3,534
High	5,514	7,113	1,604	1,599	1,027	64,272	1,290	3,450

Sistem Water Chiller

Beban	WATER		m	Cp	Qw
	Tin (°C)	Tout (°C)	AVG (LPM)	kJ/kg K	(kW)
Low	29,20	20,80	8,00	4,179	4,225
Medium	31,0	20,92	8,00	4,179	5,618
High	35,67	23,33	8,00	4,18	6,846

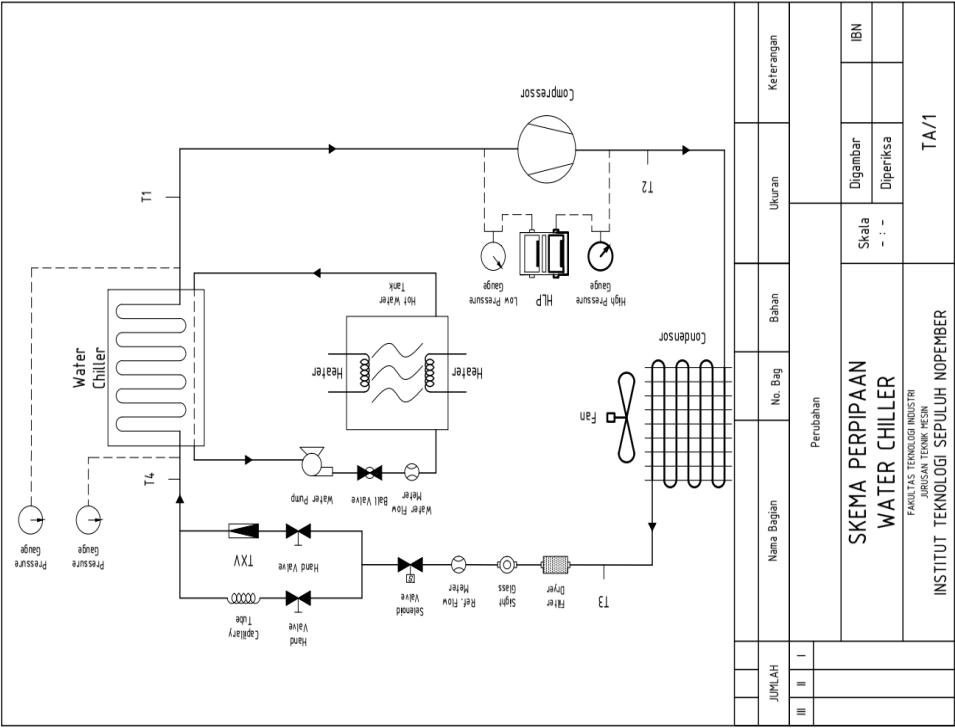
Debit Aliran Air 10 LPM

Sistem Refrigerasi

Beban	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual
Low	4,035	5,098	1,604	1,063	0,874	82,433	1,264	3,806
Medium	4,823	6,170	1,604	1,346	0,990	73,685	1,279	3,592
High	5,551	7,141	1,604	1,590	1,047	65,828	1,286	3,500

Sistem Water Chiller

Beban	WATER		m	Cp	Qw
	Tin (°C)	Tout (°C)	AVG (LPM)	kJ/kg K	(kW)
Low	26,50	20,50	10	4,179	4,4112
Medium	31,5	22,92	10	4,179	5,9783
High	33,92	23,83	10	4,18	6,9961



BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Jakarta, 11 September 1993 dan merupakan anak kedua dari tiga bersaudara dari pasangan Suhadi dan Partini. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SDN Jatimurni III pada tahun 1999-2015, SMPN 272 Jakarta Timur pada tahun 2005-2009, MAN 2 Jakarta Timur pada tahun 2008-2011. Penulis melanjutkan

pendidikan ke jenjang D-3 di Jurusan Teknik Mesin, Politkenik Negeri Jakarta pada tahun 2011-2014.

Setelah lulus program D-3 penulis pernah bekerja di Panasonic Manufacturing Indonesia (PMI), BU *Air Conditioner*, Jakarta Timur. Penulis sangat tertarik dibidang sosial semasa kuliah dengan aktif dalam kegiatan UKM Anjangsana Sosial Politeknik Negeri Jakarta sebagai Ketua Umum pada periode 2012-2013.

Penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang S-1 di Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya mulai tahun 2015 melalui program Lintas Jalur. Pada saat tugas akhir penulis mengambil bidang studi Termodinamika Terapan dan Perpindahan panas dengan tugas akhir performansi sistem *water chiller*. Penulis sangat terbuka terhadap kritik dan saran apapun baik untuk tugas akhir ataupun hal-hal lainnya. Untuk keperluan diskusi dapat melalui email: **maulannnaa@gmail.com**